



This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

- + *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
- + *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
- + *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
- + *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at <http://books.google.com/>



A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

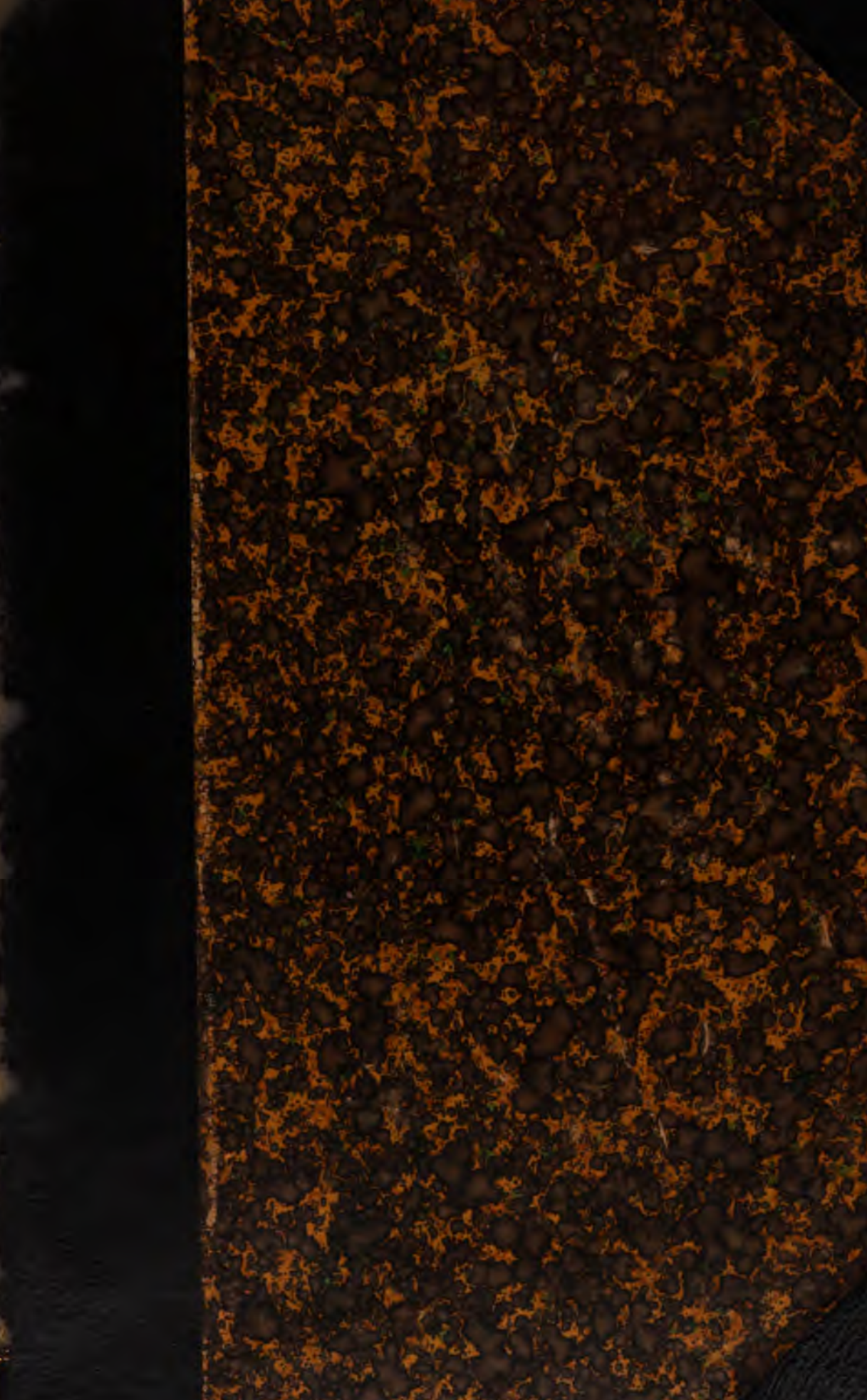
Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

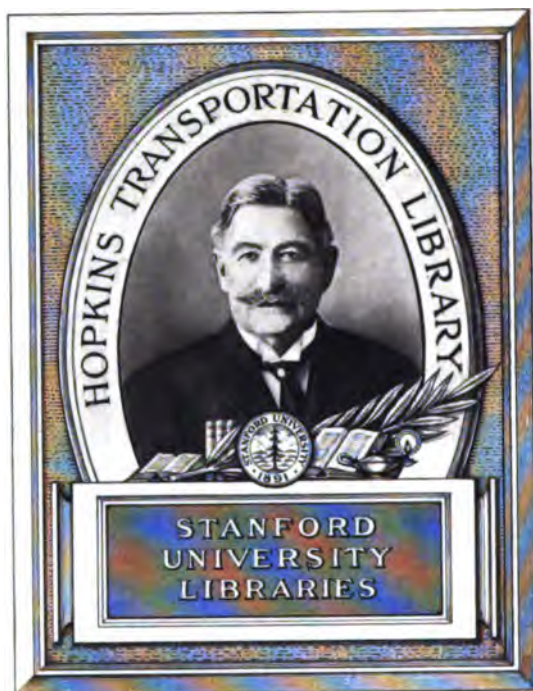
- + *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.
- + *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.
- + *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.
- + *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse <http://books.google.com>



VM2
A84



GIFT OF

DR. WILLIAM F. DURAND

Table

Vol IV

Des conditions de marche des navires à petite vitesse

M. Widman IV - 4

Résultats obtenus par l'emploi du tirage
forcé en cendriers fermés dans les ateliers et
sur divers navires de la Compagnie Générale Transatlantique

M. V. Daynard IV - 14

Quelques points concernant les Cuivres.

M. E. Weyl IV - 35

Note sur les travaux de déglaçage dans les estuaires
fluviaux et maritimes.

M. Maurice Dibois IV - 41

Sur la puissance giratoire comparée des
gouvernails placés en avant et en arrière
des hélices.

M. J. A. Normand IV - 65

Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice, et
et de la vitesse sur la rupture du cylindre
d'eau actionné.

M. J. A. Normand IV - 68

Vois d'eau et pompes centrifuges

M. de Maupéan d'Albigeas IV - 74

Etude sur l'autonomie des ports de commerce en France et en

Angleterre. M. Ch. Le Comte grandmaison IV - 85

Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène.

M. Kriloff IV - 97

Etudes de géométrie des carènes.

M. Doyère IV - 139

Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation
des petits bateaux dans les ports à marée.

M. A. Croneau IV 157

Val V

Des lois de similitude dans diverses questions
de construction navale. M. J. A. Normand V - 4

Note sur le remplacement des foyers dans
les chaudières marines.

M. V. Daynard V - 18

Carénes et machines, Formules relatives au
travail résistant M. Pichee V - 32

Etude sur la fatigue des navires

M. Leon Vives V - 114

Les effets de la loi sur la Marine Marchande
Italienne.

M. Müller V - 151

De l'utilité du scaphandre à bord des navires
long-courriers,

M. Dibos V - 160

Aperçu de la méthode ~~forte~~ pour le
jaugeage des fleuves et estuaires
maritimes au moyen de flotteurs amarrés.

M. Dibos V - 162

Application de la bouée-espars au cours d'eau.

M. A. Lecointe V - 169

L'artillerie de Bord, et l'armement
des navires.

M. M. de Vignaux V - 176

8220

BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.

PARIS. — IMPRIMERIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS,
Quai des Grands-Augustins, 55.

BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.

N° 4.
SESSION DE 1893.



PARIS,
GAUTHIER-VILLARS ET FILS, IMPRIMEURS-LIBRAIRES
DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,
Quai des Grands-Augustins, 55.

--
1894

H:

568125

H.

UNIVERSITY OF MICHIGAN

BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.

STATUTS

APPROUVÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 1^{er} DÉCEMBRE 1888.

But de l'institution.

ART. 1. — Il est créé à Paris une *Association technique maritime* ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale ;

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes ;

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation.

ART. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, dans le courant du mois de décembre, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

§ 2. Le titre de *membre honoraire* pourra être donné aux personnes auxquelles l'Association désirera conférer une distinction honorifique.

§ 3. Auront droit au titre de *membre fondateur* les membres du Comité d'organisation et les premiers adhérents.

§ 4. L'admission provisoire des membres nouveaux sera prononcée par le Bureau.

L'admission sera rendue définitive par le vote de l'assemblée générale.

Administration.

ART. 3. — L'Association sera administrée par son Bureau, composé d'un président, de quatre vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire-adjoint et d'un trésorier.

Le Bureau s'adjoindra dix membres adhérents pour former un *Comité d'études* qui examinera les communications adressées à l'Association, décidera s'il y a lieu de les publier dans le *Bulletin* ou de les lire à l'assemblée générale, prendra toutes les mesures propres à favoriser le développement de l'Association, la création d'archives aussi complètes que possible, etc.

§ 1. Ce Comité d'études se réunira sous la présidence du président ou de l'un des vice-présidents, chaque fois que le Bureau le jugera nécessaire.

§ 2. Les fonctions du secrétaire général consisteront à diriger la correspondance de l'Association, à tenir les procès-verbaux de toutes les séances, à s'occuper de la publication des Mémoires, à prendre soin de la bibliothèque et des collections de la Société, à diriger la préparation des comptes.

§ 3. Le secrétaire général sera assisté du secrétaire et du secrétaire-adjoint. Ce dernier sera chargé spécialement de la bibliothèque et de l'impression du *Bulletin de l'Association*.

Assemblée générale.

ART. 4. — Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, au siège provisoire de la Société, rue Daunou, 18.

§ 1. L'ordre du jour de l'assemblée générale sera fixé ainsi qu'il suit :

- 1° Lecture des rapports du Comité d'études et du trésorier;
- 2° Élection du Bureau pour l'année suivante;
- 3° Lecture et discussion des Mémoires approuvés par le Comité d'études;
- 4° Modification des statuts s'il y a lieu.

Le nouveau Bureau entrera en fonctions à partir de la clôture de l'assemblée générale.

Cotisations.

ART. 5. — § 1. Les membres adhérents payeront une cotisation annuelle de 30^{fr} : ils recevront en échange le *Bulletin de l'Association*.

La cotisation annuelle pourra être remplacée par un paiement unique de 400^{fr}, qui donnera droit au titre de souscripteur perpétuel.

§ 2. A défaut de paiement pendant deux années consécutives, le Bureau pourra proposer la radiation.

Le Bureau pourra accorder des dispenses de cotisation aux membres et associés qui se trouveront dans des conditions spéciales, ou accepter en paiement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Les membres honoraires ne payeront pas de cotisation.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1^{er} janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. La première année se comptera à partir du 1^{er} janvier 1889.

Emploi des fonds.

ART. 6. — Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association seront employées au paiement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du *Bulletin*, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année seront placées par les soins du Bureau et réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

Dispositions légales.

ART. 7. — Nul ne peut être élu membre du Bureau s'il n'est Français et s'il ne jouit pas de ses droits civils et politiques.

ART. 8. — Le président de la Société fera connaître en temps utile à l'autorité les changements qui viendront à se produire dans la composition du Bureau.

Il adressera chaque année à M. le Préfet de police un compte rendu sur la situation morale et financière de la Société.

ART. 9. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

ART. 10. — Les modifications statutaires qui seraient adoptées ne pourront être mises en vigueur sans l'approbation préalable de l'autorité.

ART. 11. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une assemblée générale et à la majorité des deux tiers des membres présents.

ART. 12. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une Société scientifique ou à une Société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'assemblée générale.

NOTA. — Les correspondances, Mémoires, brochures, livres, journaux, etc., doivent être adressés à M. le secrétaire général de l'Association technique maritime, 8, place de la Bourse, à Paris.

Les cotisations non encore payées peuvent être adressées à M. Borja de Mozota, trésorier, Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris.

MEMBRES DU BUREAU POUR 1893-94.

<i>Président :</i>	M. DE BUSSY, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.
<i>Président d'honneur :</i>	M. le Vice-Amiral THOMASSET.
<i>Vice-présidents :</i>	M. J.-A. NORMAND, Constructeur de navires au Havre. M. CH. MOUTIER, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes <i>la Foncière</i>. M. E. PÉRIGNON, Ingénieur. M. DAYMARD, Ingénieur en chef de la Compagnie générale Transatlantique.
<i>Secrétaire général :</i>	M. L. PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
<i>Secrétaire :</i>	M. L. VIVET, Ingénieur au Bureau Veritas.
<i>Secrétaire-adjoint :</i>	M. L. MULLER, Capitaine au long cours.
<i>Trésorier :</i>	M. BORJA DE MOZOTA, Chef du Service administratif du Bureau Veritas.

COMITÉ D'ÉTUDES.

MM. LES MEMBRES DU BUREAU

et MM. CARIÉ, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

DOYÈRE, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.

DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs réunis.

LECLERT, Ingénieur de la Marine en retraite.

MENIER (G.), Ingénieur civil.

NOEL, Ingénieur de la Marine en retraite.

RUEFF, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.

WIDMANN, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

LISTE GÉNÉRALE DES MEMBRES.

MM.

- ALLEST (D'), Directeur des Ateliers Fraissinet, à Marseille.
ANASTASIOU, Ingénieur de la Marine hellénique, à Athènes.
ANEMET, Président du Conseil d'administration du Bureau Veritas.
ACROUS, Directeur des Constructions navales en retraite.
ACROUS, Ingénieur de la Marine, à Brest.
BACOT, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
BARTHELET, Directeur du *Sémaphore*, à Marseille.
BEAUMANOIR (J. DE), Assureur maritime, à Bordeaux.
BELAMY, Inspecteur du Bureau Veritas, à Nantes.
BERNARD, Directeur de la *Banque maritime*.
BERNARD, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, au Havre.
BERRYER-FONTAINE, Directeur des Constructions navales, à Toulon.
BERTIN, Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, à Paris.
BIDERMANN, Ingénieur.
BIENAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime.
BOISSEVAIN, Inspecteur du Bureau Veritas, à Marseille.
BONDY (vicomte L. DE), Président de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde, à Paris.
BORJA DE MOZOTA, Chef du Service administratif du Bureau Veritas.
BOUCHER, Ingénieur-Mécanicien.
BOUCLEY, Directeur de la Corderie Centrale, à Paris.
BOULET, Ingénieur-Constructeur.
BROTHERHOOD, Ingénieur (S. P.).
BUSSY (DE), Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Ingénieur conseil de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire.
CABROL (Baron PH. DE), Administrateur Délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.
CADIAT, Directeur des Établissements Mouraille, à Toulon.
CANET, Directeur du service de l'artillerie aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.
CARIÉ, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
CEUVEL, Ingénieur-Constructeur de navires, à Amsterdam.
CHAPMAN, Ingénieur civil.
CHAUDOYE, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.
CHEVREUX, Ingénieur civil des Constructions navales.
CLAPARÈDE (CL.), Ingénieur-Constructeur, à Argenteuil.
CLAPARÈDE (FR.), Ingénieur-Constructeur, à Argenteuil.
CLAUZEL, Ingénieur de la Marine.
CLEEF (J.-E. VAN), Ingénieur des Constructions navales, attaché au Département de la Marine, à Batavia.

MM.

- CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
COP, Ingénieur de la Marine des Pays-Bas.
CRETZ, Ingénieur de la Société Cockerill.
CRONEAU, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École d'Application du Génie maritime, à Paris.
CROSNIER, Ingénieur aux anciens Établissements Cail.
DABLAUD, Fondé de pouvoirs de la *Foncière-Transports*.
DAYMARD, Ingénieur en Chef de la Compagnie Générale Transatlantique, à Paris.
DEGOIX, Assureur maritime.
DEINSE (VAN), Inspecteur de l'Association néerlandaise d'assurances maritimes.
DELAITRE, Ingénieur de la Marine en retraite, Ingénieur à la Compagnie de l'Ouest.
DELAUNAY-BELLEVILLE, Président de la Chambre de Commerce, à Paris.
DELÉARDE, Inspecteur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*, à Lille.
DELZONS, Représentant à Paris de la *Maatschappij de Maas*, de Rotterdam.
DEWULF, Capitaine au long cours, Inspecteur du Lloyd, à Dunkerque.
DEZEUSTRE, Assureur maritime, à Boulogne-sur-Mer.
DIBOS, Inspecteur technique de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*.
DOYÈRE, Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, à Paris.
DREYFUS, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique, à Saint-Nazaire.
DREYFUS (M.), Administrateur-Délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.
DRAZEWIECKI (Stéphane), Ingénieur.
DUBAR, Directeur de la succursale des anciens Établissements Cail, à Saint-Denis.
DUCHESNE, Ingénieur au Bureau Veritas.
DUDEBOUT, Ingénieur de la Marine, à Marseille.
DUMINY, Ingénieur en Chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, au Havre.
DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, à Paris.
DUPRÉ (M.), Capitaine de frégate.
ELGAR (Francis), Vice-Président de l'*Institution of Naval Architects*.
ELLIS, Inspecteur du Bureau Veritas, à Liverpool.
EVERS, Ingénieur civil, au Havre.
FAURE (Félix), Vice-Président de la Chambre des Députés.
FERRAND, Ingénieur des Constructions navales.
FLEURET, Ingénieur civil.
FLICHE, Ingénieur de la Marine en retraite, attaché aux usines du Creusot.
FOULD (Henri), Président de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.
GALLICE, Yachtman.
GARNIER, Ingénieur de la Marine, à Toulon.
GAUTHIER, Sous-Directeur technique des Messageries maritimes, à la Ciotat.
GAUTHIER-VILLARS, ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur.
GAUTHIER-VILLARS (Albert), ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur.
GEFFRIN, Inspecteur du Bureau Veritas, à Dunkerque.
GODARD, Ingénieur de la Marine, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.
GODET, Ingénieur de la Corderie Centrale, au Havre.
GOODKOOP, Ingénieur-Constructeur de navires, à Amsterdam.
GOYETCHE, Assureur maritime, à Bordeaux.

MM.

- GROLOUS, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique.
GUÉRIN DE LITEAU, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique.
GUICHARD, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
GUILLAUME (E.), Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, à Saint-Nazaire.
GUILLET DE LA BROSSE, Ingénieur.
GUYOU, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.
HARADA, Ingénieur à l'Arsenal de Yokoska (Japon).
HAUSER, Ingénieur de la Marine.
HEER (H. DE), Ingénieur à l'Arsenal de Sørabaya.
HEBAC, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
HEYGHENS, Constructeur de navires, à Amsterdam.
JANSEN, Ingénieur civil, à Maestricht.
JULLIEN (Marius).
KIRKALDY, à Londres.
LARUE, Directeur de la Compagnie générale de la Navigation, à Lyon.
LECLERT, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
LECOINTE, Ingénieur de la Marine de l'État, Belgique.
LE COUR GRANDMAISON, Ancien député, Armateur à Nantes.
LEDoux, Ingénieur en Chef au corps des Mines, à Paris.
LEGRU, Ingénieur civil.
LELIEPVRE, Ingénieur chargé de l'Agence maritime de la Société de Donain et d'Anzin, à Dunkerque.
LEROY (J.), Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*, à Calais.
LESAUVAGE, Directeur des Chantiers Satre, à Arles.
LEVERD, Courtier-Juré d'Assurances, à Paris.
LIKHOTCHOF, Vice-Amiral (Marine Impériale Russe).
LOIR, Lieutenant de vaisseau.
LOUTREL, Inspecteur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*, à Amiens.
LUCARDIE, Directeur de la *Maatschappij de Maas*, Rotterdam.
MADAMET, Directeur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Marseille.
MALLET, Sous-Directeur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MARBEC, Ingénieur des Constructions navales, à Toulon.
MAUPROU D'ABLEIGES (DE), Directeur des Constructions navales, à Lorient.
MAW, Ingénieur, à Londres.
MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en Chef des Constructions navales à l'Arsenal de Sørabaya.
MENIER (Gaston), Ingénieur civil.
MENIER (Henri), Ingénieur civil.
MERVEILLEUX DU VIGNEAUX, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
MILLAR (Sir W. Armstrong, Mitchell et Co, à Newcastle).
MIRABAUD, Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
MOUTIER, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MULLER, Capitaine au long cours.
NICOLAUSSE, Administrateur-Délégué de la Société des Générateurs inexplosibles Collet.
NOEL (Charles), Ingénieur des Constructions navales en retraite.

MM.

- NORMAND (J.-A.)**, Ingénieur-Constructeur au Havre.
PAINVIN, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
PANIZZI PRESTON, Ingénieur civil, à Londres.
PEGUIN, Ingénieur-Conseil, à Lyon.
PÉRIGNON, Ingénieur des Arts et Manufactures.
PERRÉGAUX, Ingénieur civil.
PETITHOMME, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Nantes.
PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
PHILGREN, Directeur des Constructions navales, Stockholm.
PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
POUDAVIGNE, Agent de la Compagnie des Chargeurs Réunis, au Havre.
RISBEC, Ingénieur de la Marine, Directeur des Ateliers des Messageries maritimes, à la Ciotat.
ROCHE, Ingénieur des Constructions navales, à Lyon.
ROSSEL, Agent principal de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
ROTHSCHILD (baron Arthur DE), Propriétaire de yachts.
ROTHSCHILD (baron Edouard DE), Propriétaire de yachts.
ROVERS, Inspecteur du Bureau Veritas, à Amsterdam.
RUEFF, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine (**S. P.**).
SABATHIER, Ingénieur au Bureau Veritas, Le Havre.
SATRE (Henri), Constructeur, à Lyon.
SCHNEIDER (Henri), Directeur des Établissements du Creusot.
SCIAMA, Directeur de la maison Breguet, à Paris.
SERRES (Contre-Amiral).
SIEBERS, Ingénieur des Constructions navales, Sœrabaya.
STAPPER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur, à Marseille (**S. P.**).
THIRION, Ingénieur-Constructeur.
THOMASSET (Vice-Amiral).
TURBOT, Fabricant de chaînes, à Anzin.
TWEDDELL, Ingénieur civil, Londres.
VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, à Lisbonne.
VERMAND, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales, au Bureau Veritas.
WAHL, Ingénieur de la Marine, à Paris.
WETHERBEE, Élève libre à l'École d'Application du Génie Maritime.
WEYL.
WHITE (W.-H.), Assistant Controller et Directeur des Constructions navales de la Marine Royale d'Angleterre, Membre de la Société Royale de Londres.
WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
WOODWARD, Ingénieur des Constructions navales, Navy yard, à Washington.
- 

QUATRIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

25, 26 ET 27 JANVIER 1894.

La quatrième Assemblée générale des Membres de l'Association technique maritime, qui devait avoir lieu au mois de décembre 1893, s'est trouvée retardée de quelques semaines, à la demande des auteurs de plusieurs Mémoires importants. Elle a été ouverte le 25 janvier 1894, à 2^h de l'après-midi, 18, rue Daunou, à Paris, sous la présidence de M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.

Le Trésorier donne lecture du compte rendu de la situation financière de l'Association, qui s'établit comme ci-après, et les comptes sont approuvés.

État des recettes et dépenses arrêté au 31 décembre 1893.

Recettes.

Solde de l'exercice 1892 (arrêté au 25 novembre).....	2369,50 ^{fr}
Cotisations 1891.....	60
» 1892.....	3630
» 1893.....	2850
» de M. Brotherhood S. P.....	400
Vente du <i>Bulletin de l'Association</i>	534
Intérêts de 2 obligations Paris-Lyon-fusion 3 pour 100.....	26,96
	9870,46

Dépenses.

Loyer et gratification.....	350 ^{fr}
Afranchissement du <i>Bulletin</i> , ports de lettres, frais d'encaissement, etc.....	208,35
Note de l'impression du <i>Bulletin</i> n° 3.....	2454,95
» reliure ».....	300
Impressions diverses.....	57,60
Couronne pour l'amiral Paris.....	39,50
Solde en caisse.....	6460,06
	9870,46

Conformément aux statuts, le Président met aux voix l'élection du Bureau et du Comité d'études pour l'année 1894. Les membres sortants sont tous réélus à l'unanimité.

L'Assemblée ratifie ensuite les admissions de membres nouveaux déjà prononcées provisoirement par le Bureau.

Après l'accomplissement de ces diverses formalités, le Président prend la parole pour souhaiter la bienvenue aux membres nouvellement admis dans l'Association et aux personnes étrangères qui ont bien voulu répondre à l'invitation qui leur a été faite d'assister à la séance. Il constate la prospérité de l'Association, qui, chaque année, recrute de nouveaux membres parmi les personnalités les plus marquantes du monde maritime, et le nombre toujours croissant des Mémoires présentés, qui ne peuvent manquer d'exercer une influence utile au progrès des constructions maritimes; il remercie les auteurs de ces Mémoires, qui y ont consacré une science et un temps précieux pour les affaires dont presque tous ont la lourde charge.

Revenant à l'importance des Mémoires qu'on va lire, il demande à compléter ceux d'entre eux qui ont le plus grand intérêt d'actualité par quelques mots nécessaires pour en faire saisir toute la portée pratique; les auteurs ont voulu être courts et ont supprimé les préliminaires. C'est ainsi que M. Daymard, en rendant compte des recherches qu'il a faites en vue d'améliorer le rendement des chaudières sur les paquebots de la Compagnie Générale Transatlantique, n'a pas parlé de la poussée que les constructions américaines ont reçue dans ces derniers temps. La Compagnie Internationale, qui a pris la tête du mouvement, est puissamment riche, grâce surtout à ce que, dit-on, elle a pour principal actionnaire la Compagnie des Chemins de fer de Pensylvanie, dont les bénéfices très considérables reviennent de droit à l'État lorsqu'ils dépassent un certain chiffre. Dans ces conditions, c'est surtout l'État qui subira les chances problématiques de cette création; mais il y trouve comme compensation des croiseurs auxiliaires de grande puissance. D'autre part, les Américains disposent de matériaux incomparables et n'hésitent pas à leur faire donner tout ce que l'on en peut attendre : ainsi ils élèvent la pression de leurs chaudières à 200 livres (14^{kg}), ce qui présentera peut-être des inconvénients avec le système actuel des chaudières employées sur les paquebots et les grands navires de guerre et les conduira probablement

à l'adoption des chaudières watertubulaires; ils profitent des qualités de leurs aciers pour en simplifier la mise en œuvre et construire plus économiquement; aussi la concurrence qu'ils préparent aux compagnies européennes peut devenir très sérieuse dans un avenir prochain.

Au sujet des observations présentées par M. Weyl sur les types récents de cuirassés, le Président rappelle que les circonstances de la perte du *Victoria* sont aujourd'hui parfaitement connues : bien que ce bâtiment eût une hauteur métacentrique très considérable, il a péri dans des conditions telles que la stabilité prévue ne pouvait pas le sauver. Il constate avec satisfaction que nous avons en France des cuirassés, tels que le *Magenta* et le *Neptune*, qui possèdent une admirable stabilité de plate-forme et se comportent d'une manière remarquable dans la grosse mer. Il cite le *Neptune*, qui, d'après l'attestation de son commandant, a rencontré dans le golfe de Gascogne des lames de 8^m de hauteur et a pu faire route avec la mer du travers, sans rouler et sans recevoir à bord autre chose que des embruns insignifiants. C'est incontestablement une très grande qualité au point de vue militaire qu'une telle stabilité de plate-forme, qui eût permis au bâtiment de manœuvrer ses canons et d'écraser des adversaires que de grands roulis auraient empêchés de se servir de leur artillerie.

Le Président termine son allocution en rendant hommage à la mémoire des membres éminents que la mort a enlevés à l'Association; il consacre en particulier quelques paroles à l'amiral Pâris, président d'honneur, qui, à de grandes qualités de cœur, joignait une profonde érudition et un esprit d'observation des plus remarquables. Il rappelle ensuite la fin tragique et toute récente de M. Mangini, Ingénieur de la Marine, dont la carrière s'annonçait brillante, lorsqu'il a trouvé la mort dans une explosion de chaudière de torpilleur : après avoir donné l'exemple du dévouement au devoir professionnel, il a fait preuve d'un courage héroïque au milieu des plus atroces souffrances, alors qu'il se sentait perdu sans espoir. Le Président demande à l'Assemblée de s'associer à l'expression de la profonde tristesse que lui inspire ce douloureux événement.

Après l'allocution de M. de Bussy, il a été procédé à la lecture et à la discussion des Mémoires présentés.

MM.

- GROLOUS, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique.
GUÉRIN DE LITEAU, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique.
GUICHARD, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
GUILLAUME (E.), Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, à Saint-Nazaire.
GUILLET DE LA BROSSE, Ingénieur.
GUYOU, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.
HARADA, Ingénieur à l'Arsenal de Jokoska (Japon).
HAUSER, Ingénieur de la Marine.
HEER (H. DE), Ingénieur à l'Arsenal de Sœrabaya.
HUBAC, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
HUYGHENS, Constructeur de navires, à Amsterdam.
JANSEN, Ingénieur civil, à Maestricht.
JULLIEN (Marius).
KIRKALDY, à Londres.
LARUE, Directeur de la Compagnie générale de la Navigation, à Lyon.
LECLERT, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
LECOINTE, Ingénieur de la Marine de l'État, Belgique.
LE COUR GRANDMAISON, Ancien député, Armateur à Nantes.
LEDoux, Ingénieur en Chef au corps des Mines, à Paris.
LEGRU, Ingénieur civil.
LELIEPYRE, Ingénieur chargé de l'Agence maritime de la Société de Denain et d'Anzin, à Dunkerque.
LEROY (J.), Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*, à Calais.
LES AU VAGE, Directeur des Chantiers Saïre, à Arles.
LEVERD, Courtier-Juré d'Assurances, à Paris.
LIKHOTCHOF, Vice-Amiral (Marine Impériale Russe).
LOIR, Lieutenant de vaisseau.
LOUTREL, Inspecteur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*, à Amiens.
LUCARDIE, Directeur de la *Maatschappij de Maas*, Rotterdam.
MADAMET, Directeur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Marseille.
MALLET, Sous-Directeur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MARBEQ, Ingénieur des Constructions navales, à Toulon.
MAUPEOU D'ABLEIGES (DE), Directeur des Constructions navales, à Lorient.
MAW, Ingénieur, à Londres.
MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en Chef des Constructions navales à l'Arsenal de Sœrabaya.
MENIER (Gaston), Ingénieur civil.
MENIER (Henri), Ingénieur civil.
MERVEILLEUX DU VIGNEAUX, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
MILLAR (Sir W. Armstrong, Mitchell et C^e, à Newcastle).
MIRABAUD, Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
MOUTIER, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MULLER, Capitaine au long cours.
NICLAUSSE, Administrateur-Délégué de la Société des Générateurs inexplosibles Collet.
NOEL (Charles), Ingénieur des Constructions navales en retraite.

MM.

- NORMAND (J.-A.), Ingénieur-Constructeur au Havre.
PAINVIN, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
PANIZZI PRESTON, Ingénieur civil, à Londres.
PEGUIN, Ingénieur-Conseil, à Lyon.
PÉRIGNON, Ingénieur des Arts et Manufactures.
PERRÉGAUX, Ingénieur civil.
PETITHOMME, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Nantes.
PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
PIHLGREN, Directeur des Constructions navales, Stockholm.
PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
POUDAVIGNE, Agent de la Compagnie des Chargeurs Réunis, au Havre.
RISBEC, Ingénieur de la Marine, Directeur des Ateliers des Messageries maritimes, à la Ciotat.
ROCHE, Ingénieur des Constructions navales, à Lyon.
ROSSEL, Agent principal de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
ROTHSCHILD (baron Arthur DE), Propriétaire de yachts.
ROTHSCHILD (baron Edouard DE), Propriétaire de yachts.
ROVERS, Inspecteur du Bureau Veritas, à Amsterdam.
RUEFF, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.).
SABATHIER, Ingénieur au Bureau Veritas, Le Havre.
SATRE (Henri), Constructeur, à Lyon.
SCHNEIDER (Henri), Directeur des Établissements du Creusot.
SCIAMA, Directeur de la maison Breguet, à Paris.
SERRES (Contre-Amiral).
SIEBERS, Ingénieur des Constructions navales, Sørabaya.
STAPPER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur, à Marseille (S. P.).
THURION, Ingénieur-Constructeur.
THOMASSET (Vice-Amiral).
TURBOT, Fabricant de chaînes, à Anzin.
TWEDELL, Ingénieur civil, Londres.
VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, à Lisbonne.
VERMAND, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales, au Bureau Veritas.
WAHL, Ingénieur de la Marine, à Paris.
WETHERBEE, Élève libre à l'École d'Application du Génie Maritime.
WEYL.
WHITE (W.-H.), Assistant Controller et Directeur des Constructions navales de la Marine Royale d'Angleterre, Membre de la Société Royale de Londres.
WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
WOODWARD, Ingénieur des Constructions navales, Navy yard, à Washington.
- 

puissance, et imaginons qu'on abaisse graduellement l'allure, d'abord en réduisant l'introduction par la détente et enfin par l'étranglement de la valve.

La consommation de vapeur par cheval commencera par diminuer en raison de l'augmentation de la détente. Mais, à mesure que la vitesse diminuera, les pertes de travail dues à l'étranglement de la vapeur, à l'influence des parois prendront de plus en plus d'importance, aussi viendra-t-il un moment où la consommation de vapeur par cheval, après avoir passé par un minimum, augmentera de nouveau, et cela dans une mesure que nous ne connaissons pas exactement, mais qui paraît être assez rapide aux plus faibles allures.

Si nous considérons les machines du type aujourd'hui en usage, machines à triple expansion marchant à une pression de régime de 12^k environ, nous pouvons, en rapprochant les uns des autres les résultats des essais de consommation aux diverses allures, établir approximativement une relation entre la consommation de vapeur et le coefficient de détente, ce dernier coefficient étant défini par le rapport du volume rempli par un même poids de vapeur à la fin de la détente au volume de ce même poids au moment où il passe de la chaudière au cylindre. Cette relation, que nous donnons, sous toutes réserves, se résume dans le Tableau ci-dessous où nous indiquons également le volume final par cheval et par seconde. Ce dernier élément paraît jouer dans la question qui nous occupe un rôle important.

Coefficient de détente réelle.	Ordonnée moyenne du diagramme rapportée aux grands pistons.	Volume final par cheval et par seconde.	Rapport de la puissance développée à la puissance maxima.	Consommation de vapeur par cheval et par heure.
	kg	lit		kg
8,3	3,00	2,50	1,000	6,50
10,5	2,50	3,00	0,77	6,22
14,7	1,90	4,00	0,51	5,90
19,1	1,50	5,00	0,36	5,70
23,1	1,25	6,00	0,27	5,68
27,0	1,07	7,00	0,21	5,68
38,2	0,75	10,00	0,125	5,70

Il résulterait des observations résumées par le Tableau ci-dessus que :

Pour une machine de bâtiment de guerre dont le coefficient de détente à grande allure ne dépasse pas 8, si l'on descend jusqu'à $\frac{1}{7}$ ou $\frac{1}{8}$ de la force, le volume final par cheval et par seconde passe de 2^{lit},5 à 10^{lit}, et la consommation de vapeur diminue d'abord et reste constante ensuite. Lorsque le volume final par cheval s'élève au-dessus de 10^{lit}, la consommation de vapeur-cheval augmente. Comme nous l'avons dit, la loi de cette augmentation n'est pas connue, il serait intéressant, tout au moins au point de vue théorique, de l'établir par quelques expériences faites aux plus petites allures que les appareils puissent soutenir d'une manière régulière.

Lorsqu'un bâtiment possède deux hélices et deux machines, on peut concevoir que pour les allures où cette augmentation de consommation se manifeste l'on diminue la dépense de vapeur par cheval en n'employant qu'un seul des deux moteurs. Mais, d'un autre côté, l'utilisation diminue par le fait de l'emploi d'une seule hélice, de sorte que nous ne pouvons préjuger à partir de quelle limite ce mode de propulsion présentera un avantage pratique.

Les appareils Woolf ou compound à deux cylindres se trouvent pour les allures réduites dans des conditions inférieures à celles des machines à triple expansion. Lorsque, en effet, le volume final par cheval se trouve exagéré à un point tel que les courbes relevées sur le grand cylindre n'ont plus qu'une ordonnée insignifiante et deviennent en quelque sorte illusoires, on a en réalité une machine à un seul cylindre. Dans les mêmes conditions, la machine à triple expansion se transforme en une machine compound qui peut encore réaliser dans ses deux premiers cylindres une détente efficace.

Il semblerait donc que, pour les machines compound, toutes choses égales d'ailleurs, l'avantage de la marche à une seule hélice dût se manifester plus tôt et d'une manière plus marquée que pour les machines à triple expansion.

C'est, en effet, ce qu'ont montré les essais exécutés en décembre 1890 sur le *Duguesclin* (compound) et le *Tage* (à triple expansion).

Pour le premier de ces navires, à l'allure de 8 nœuds, correspondant environ à $\frac{1}{3}$ de la puissance maxima, la consommation par cheval a diminué dans le rapport de 1 à 0,75 lorsqu'on a employé un moteur au lieu de deux.

Sur le *Tage*, à 8 nœuds 5, allure correspondant environ à $\frac{1}{12}$ de la force, la consommation par cheval n'a diminué que dans le rapport de 1 à 0,88 par le fait de l'emploi d'un seul moteur au lieu de deux.

A la vérité, les résultats, peu nombreux jusqu'ici, des essais faits à petite vitesse sont parfois contradictoires. Cela tient, je crois, à ce que, à d'aussi faibles allures, toute cause d'erreur, tout fait anormal prend une importance relative considérable. Ainsi, un léger défaut d'étanchéité des bagues de piston qui n'affectera que faiblement la consommation à grande allure peut augmenter dans une forte mesure celle que l'on constate à petite vitesse. De même, les entraînements d'eau, les dispositions parfois défectueuses des cylindres qui n'assurent pas l'évacuation immédiate de l'eau entraînée ou déposée peuvent avoir sur les consommations à petite vitesse une influence importante. A ce point de vue, les machines à pilon ont des conditions bien supérieures à celles des machines horizontales.

Utilisation de la puissance développée.

Nous ne nous sommes occupés jusqu'ici que de la consommation de charbon par cheval indiqué.

Mais un point également important est d'examiner comment la puissance indiquée que l'on obtient est utilisée pour la propulsion du navire. A cet

égard, les conditions de marche de la petite vitesse sont également différentes de celles de la grande allure ou de la marche moyenne.

Supposons, comme nous l'avons fait précédemment, que, un navire étant à grande vitesse, on réduise progressivement son allure. L'utilisation, c'est-à-dire le coefficient m de la formule $v = m \sqrt[3]{\frac{F}{B^2}}$ augmentera d'abord assez rapidement.

Il en est ainsi du moins pour les grands navires et si l'effet inverse se manifeste parfois, ce ne peut être que pour des navires de petit déplacement, comme les torpilleurs, pourvus de machines très puissantes.

Ces navires se trouvent, à grande vitesse, dans des conditions toutes spéciales qui modifient les conditions de la propulsion. Or, un tel régime de marche ne saurait être atteint pour des navires d'un déplacement de 200 ou 300 tonnes et nous ne l'examinerons pas ici. D'une manière générale on peut dire que l'utilisation augmente lorsque la vitesse diminue. Si donc la consommation de charbon par cheval restait constante, la dépense par mille parcouru diminuerait plus rapidement que le carré de la vitesse.

Cette amélioration de l'utilisation se constate à partir des grandes vitesses jusque dans les limites des vitesses usuelles, par exemple depuis 20 nœuds jusqu'à 10 nœuds. Au-dessous, l'utilisation cesse de s'améliorer et diminue à tel point qu'à 5 ou 4 nœuds elle est certainement inférieure à ce qu'elle était à 20 nœuds. A quoi tient cette diminution ? Ce n'est point aux conditions hydrauliques de la propulsion ; les expériences de traction faites sur des navires ou des modèles démontrent en effet que, si ces dernières étaient seules en jeu, l'utilisation irait constamment en augmentant jusqu'à ce que la vitesse devienne nulle. Elle tient, au contraire, à ce que, dans ces faibles vitesses, intervient un élément que l'on n'est guère appelé à considérer en général : c'est la variation du rendement du moteur, ou, en d'autres termes, l'influence relativement plus grande aux petites vitesses des résistances passives de la machine. L'effet du rendement de la machine, qui apparaît d'une manière si frappante aux petites vitesses, ne se manifeste guère aux allures moyennes pour diverses raisons : sa valeur (qu'il est d'ailleurs impossible de mesurer) est élevée et à peu près la même pour toutes les machines bien montées (ce qui est le cas général de nos machines françaises) ; elle n'influence la valeur de m que dans une mesure assez faible pour que la loi générale de la variation de ce coefficient ne présente rien d'anormal.

Toutefois, cette considération du rendement est loin d'être négligeable. Ainsi, nous voyons dans le rapport présenté par M. White aux Naval Architects de 1893 sur les expériences récentes de plusieurs navires de la Marine royale que le mécompte constaté dans les essais du *Blake* en novembre 1891 est attribué en grande partie à une perte de travail due aux frottements anormaux de son palier de butée.

Je ne connais pas dans notre Marine d'exemple où l'influence des ré-

sistances passives se soit manifestée dans de telles proportions; toutefois, il est certain que l'utilisation s'est souvent trouvée augmentée à la suite de l'amélioration des frottements résultant de la continuation des essais et des perfectionnements de détail qui ont pu être apportés aux mécanismes.

En général, l'influence des résistances passives, bien qu'elle ne soit négligeable à aucune allure, n'apparaît d'une manière visible que lorsque la puissance indiquée étant relativement faible, ces résistances absorbent une partie importante, soit par exemple le tiers ou le quart du travail développé sur les pistons.

Cherchons, à défaut de mesures précises, à évaluer le rendement aux diverses allures.

Lorsque l'on trace une courbe représentant les puissances successives F d'une machine, comme ordonnées en fonction des nombres de tours pris comme abscisses, on remarque que cette courbe prolongée du côté des petites vitesses ne paraît pas devoir passer par l'ordonnée 0 pour une vitesse nulle. Ce fait se remarque mieux encore si l'on trace la courbe des ordonnées moyennes p en fonction des nombres de tours. A la vérité, les résultats des essais exécutés en France ne permettent pas de tracer d'une manière bien précise cette portion de la courbe parce que les essais progressifs n'ont guère été faits au-dessous de la vitesse de dix nœuds. Les documents anglais nous donnent à cet égard des indications plus complètes. Je citerai notamment le rapport de M. Wright sur les essais de l'*Iris* (*Naval Architects*, 1879) et le Mémoire de M. Froude de 1876, où ces courbes sont tracées sous une forme un peu différente de celle que j'indique, mais équivalente en principe.

Cette circonstance montre que, lors même que la vitesse de la machine tend vers zéro, l'ordonnée moyenne doit conserver une valeur suffisante pour vaincre les résistances passives dont l'effet équivaut à un couple résistant. La valeur p_i de l'ordonnée moyenne correspondant à la vitesse zéro sert de mesure aux résistances *initiales*, lesquelles correspondent au frottement des bagues de piston, des presse-étoupes, etc. Ces résistances subsistent quelle que soit l'allure de la machine et absorbent une portion du travail indiqué proportionnellement au nombre de tours, soit np_i . De plus, lorsque la machine travaille, l'ordonnée moyenne effectuée atteint une valeur p de plus en plus élevée, la résistance passive augmente par suite de la pression plus grande qui s'exerce sur certains organes comme les articulations des pièces mobiles, les coussinets de l'arbre de couche, les tiroirs. Cette augmentation est proportionnelle à celle de l'ordonnée moyenne réalisée.

En résumé, le travail absorbé par les résistances passives doit être représenté par une expression de la forme

$$T_p = 3,49 D^2 C n [p_i + K(p - p_i)].$$

Le coefficient de rendement est alors exprimé par le rapport

$$r = 1 - \frac{p_i + K(p - p_i)}{p}.$$

D'autre part, le rapport de la puissance développée par les machines tournant à *vide* à la puissance maxima a pour valeur (le nombre de tours étant le même)

$$r_1 = \frac{P_i}{P_m}.$$

Quelles sont les valeurs qu'il faut attribuer à p_i et K pour les machines aujourd'hui en usage?

Les documents d'expérience ne sont malheureusement pas nombreux. Le rapport déjà cité de M. Wright sur les essais de l'*Iris* donne pour $\frac{P_i}{P_m}$ la valeur 0,08. M. Froude l'avait évaluée à 0,13. Cette dernière valeur paraît trop élevée pour les machines modernes. D'autre part, nous trouvons pour les machines à terre des déterminations fréquentes des rapports r et r_1 . Notamment nous voyons que M. Walther Meunier, à la suite de nombreux essais au frein, évalue le rendement à 0,911 pour machines compound, à 0,88 pour machines à un seul cylindre (*Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, février et mars 1889). Cet ingénieur signale encore (*Bulletin* de juin de 1891) qu'une machine à triple expansion capable de développer 750^{chx} en pleine charge en absorbe 76,50 dans la marche à vide. Si cette machine, au lieu de fournir seulement la puissance modérée que l'on doit demander à une machine d'atelier, avait été soumise au régime des machines marines à grande allure, elle aurait développé au même nombre de tours, plus de 1000^{chx}. D'un autre côté, les résistances eussent été augmentées par le fait de la plus grande longueur de la ligne d'arbres et de l'indépendance des pompes à air : aussi peut-on dire que cette expérience confirme sensiblement la valeur 0,08 déjà trouvée sur l'*Iris* pour le rapport $\frac{P_i}{P_m}$.

En somme, les divers résultats rapprochés les uns des autres paraissent justifier les valeurs $p_i = 0^{\text{kg}}, 20$ $K = 0,07$.

Le rendement varierait donc comme l'expression

$$r = 1 - \frac{0^{\text{kg}}, 20 + 0,07(p - 0^{\text{kg}}, 20)}{p}.$$

Supposons que p (ordonnée moyenne rapportée à la surface des pistons de détente) soit égal à 3^{kg}, valeur qui n'est guère dépassée dans les machines actuelles, on a

$$r = 0,862.$$

Lorsque l'allure diminue, on a

$$\begin{array}{ll} \text{pour } p = 2^{\text{kg}} \dots & r = 0,837 \\ \text{» } p = 1^{\text{kg}} \dots & r = 0,744 \\ \text{» } p = 0^{\text{kg}}, 5 \dots & r = 0,558 \end{array}$$

Le rendement diminue rapidement lorsque la puissance ou, ce qui est la même chose, lorsque l'ordonnée moyenne devient très petite. De là une dimi-

nution de l'utilisation qui l'emporte sur l'augmentation qui résulterait sans doute des conditions hydrauliques de la marche du navire dans l'eau.

Comme exemple, considérons un appareil à deux hélices capables de développer 8000^{chx} à 100 tours, l'ordonnée moyenne étant de 3^{kg} , la puissance effective transmise à l'hélice est de 6896^{chx} . Lorsque la puissance indiquée s'abaisse à 1000^{chx} , l'ordonnée moyenne étant $0^{\text{kg}}, 75$ et le nombre de tours 50, la puissance effective n'est que de 682^{chx} , c'est-à-dire moins de $\frac{1}{10}$ de ce qu'elle était dans le cas précédent, alors que la puissance indiquée est $\frac{1}{8}$ de sa valeur primitive. A cette allure de 1000^{chx} indiqués, il y a donc environ 318^{chx} perdus en résistances passives.

Si, au lieu de développer 1000^{chx} indiqués à l'aide des deux machines, on voulait réaliser la même puissance avec un seul appareil, le nombre de tours serait environ 60 et l'ordonnée moyenne $1^{\text{kg}}, 25$. Dans ce cas, le rendement serait $r = 0,781$; le nombre de chevaux effectivement transmis, 781, et le nombre de chevaux perdus 219 seulement.

On gagne donc 100^{chx} environ à ne faire marcher qu'une machine. Mais, d'un autre côté, on perd sur l'utilisation parce que l'on n'a plus qu'une hélice au lieu de deux, et que pour conserver la route droite il est nécessaire de maintenir 6° à 8° de barre, ce qui introduit une résistance supplémentaire à la marche. En général, ces deux effets l'emportent sur le bénéfice résultant de la réduction des résistances passives, en sorte que, si la marche à une seule hélice produit une économie définitive de charbon, ce fait est dû uniquement à la diminution de la consommation par cheval de la machine.

A partir de quelle vitesse cette économie se manifeste-t-elle d'une manière appréciable? Pour nos croiseurs actuels, doués de vitesses maxima de 19 à 20 nœuds, il semble, d'après le peu d'expériences que nous possédons, que ce soit au-dessous de 10 nœuds seulement. C'est notamment ce qui résulte des expériences comparatives à une et à deux hélices exécutées par le *Surcouf* et par l'*Isly* à la fin d'octobre 1893. Par ces deux navires, il a été constaté que la consommation par mille parcouru à 10 nœuds était très sensiblement la même et que les puissances indiquées nécessaires pour obtenir cette vitesse étaient peu différentes dans les deux cas. La marche à une hélice ne paraît donc pas susceptible de rendre en pratique de réels services, sauf dans les cas où l'on voudra réduire le personnel employé à la surveillance de la machine ou bien visiter un des moteurs pendant que l'autre sera en fonction.

En sera-t-il différemment pour les appareils à trois hélices qui auront l'avantage de pouvoir conserver la barre droite lorsque l'hélice milieu fonctionnera seule? C'est un point que de prochaines expériences élucideront.

Dans tous les cas, il faut, bien entendu, que l'hélice ou les hélices ne travaillant pas soient affolées et puissent tourner sous l'action de l'eau de façon à n'opposer à la marche qu'une résistance réduite. Cette obligation conduira à admettre, autant que possible, un rapport élevé du pas au diamètre pour

les hélices latérales. On sait, en effet, que pour qu'une hélice, à l'instar d'une vis, soit réciproque, c'est-à-dire qu'elle puisse être actionnée par un courant d'eau qui l'attaque par sa face avant, il faut qu'elle se présente à ce courant sous une incidence suffisante. Quelle est cette incidence nécessaire pour que l'hélice soit susceptible de tourner et de prendre une vitesse de rotation sensiblement correspondante à sa vitesse de translation? Je ne saurais le dire, mais il n'en est pas moins vrai que dans le calcul des hélices latérales on devra choisir parmi les diverses solutions qui peuvent paraître équivalentes au point de vue de la propulsion, celle qui conduit au plus grand rapport du pas au diamètre.

Résumé.

En résumé, on voit que pour la marche à petite vitesse de nos appareils puissants de bâtiments de guerre, on n'a point à s'occuper des chaudières qui se prêteront toujours à fournir une puissance aussi limitée qu'on le voudra. Les machines à triple expansion, aujourd'hui en usage, permettent de réduire la puissance, dans le rapport de $\frac{1}{7}$ à $\frac{1}{8}$, sans exagérer la consommation de charbon, à condition que l'on ait soin de ne pas donner aux cylindres de détente des dimensions calculées uniquement en vue de produire la puissance maxima dans les meilleures conditions et qui seraient alors trop grands aux petites allures.

La question du rendement des machines mérite une sérieuse attention. Peut-être y a-t-il quelques progrès à faire de ce côté. En tout cas, conviendrait-il d'élucider les notions encore incomplètes que l'on possède sur ce point en continuant les essais progressifs jusqu'aux plus petites vitesses, soit 5 et 4 nœuds, et en déterminant la part de travail absorbée par le fonctionnement de la machine à vide.

La marche à une seule hélice dans les bâtiments qui en possèdent deux ne paraît pas présenter d'avantage appréciable aux petites vitesses habituelles; on doit cependant en prévoir l'éventualité et disposer les hélices de façon à faciliter leur rotation lorsqu'elles sont affolées.

Discussion du Mémoire de M. Widmann.

M. DE BUSSE fait remarquer que les expériences du *Surcouf*, dont parle M. Widmann, ont été faites dans des conditions défavorables qui ne permettent pas de considérer les résultats obtenus comme concluants : d'abord la carène du *Surcouf*, comme celle de l'*Isly*, était chargée de végétations sous-marines, ce qui fausse les chiffres absolus; en second lieu, les essais du *Surcouf* ont été faits par mer très belle avec deux hélices, tandis que pendant les essais à une hélice la mer était assez houleuse pour réduire la vitesse, d'où

il semble résulter que les résultats à espérer de la marche à une seule hélice peuvent être plus favorables que ne l'indiquent les chiffres cités.

En ce qui concerne la proportion du pas au diamètre qu'il faut adopter pour permettre à une hélice de tourner sous l'action de la vitesse, lorsqu'elle est débrayée, on a pu constater sur le cuirassé le *Redoutable* que le rapport 1, 16 est suffisant. Il paraît difficile de tomber au-dessous de ce chiffre, et on serait certainement dans de meilleures conditions avec un rapport plus élevé, mais on éprouve alors d'autres inconvénients sur lesquels il n'est pas besoin d'insister.

RÉSULTATS OBTENUS

PAR

L'EMPLOI DU TIRAGE FORCÉ EN CENDRIERS FERMÉS

DANS LES ATELIERS ET SUR DIVERS NAVIRES

DE LA COMPAGNIE GÉNÉRALE TRANSATLANTIQUE.

PAR M. V. DAYMARD,

Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.

Depuis déjà plus de dix années, il a été entrepris et poursuivi régulièrement à la Compagnie générale Transatlantique une série d'essais et d'applications de tirage forcé, dont la relation sommaire nous a paru de nature à intéresser les Membres de cette Association.

Avant d'entrer en matière et comme épilogue de la discussion soulevée entre deux ingénieurs anglais, au sujet de la priorité de l'emploi, sur les chaudières marines, du tirage forcé en cendriers fermés, nous croyons devoir rappeler que le brevet pris à ce sujet par M. Aulenet, mon prédécesseur à la Compagnie Générale Transatlantique, porte la date du 15 décembre 1881, alors que le brevet le plus ancien pris en Angleterre, à notre connaissance, est du 15 décembre 1881.

En faisant cette remarque, nous n'entendons taxer absolument personne de contrefaçon ou de copie. Nous avons eu, au contraire, l'occasion de constater personnellement que M. Howden, en particulier, avait poursuivi ses travaux librement et tout à fait indépendante et personnelle.

Il semble assez probable qu'il a pu en être de même de son compétiteur, M. Ferguson, car, dans les questions industrielles et même dans les questions scientifiques, il arrive qu'à un moment donné certains progrès sont faits sans qu'il y ait ce qu'on pourrait appeler des *antécédents*.

Il n'est pas étonnant, en effet, que plusieurs esprits ayant passé par la même éducation, également au contact des résultats acquis et des besoins nouveaux dans une certaine branche de connaissances, arrivent au même moment à proposer les perfectionnements analogues.

Quoi qu'il en soit, c'est à la suite d'études remontant à 1873 et d'expériences faites sur des chaudières d'ateliers, dans le courant de 1880, que M. Audenet prit son premier brevet, dans lequel il revendiquait comme nouveautés :

1° *Surtout*, l'emploi d'une porte de foyer (et aussi de cendrier et de boîte à fumée) disposée de telle sorte qu'on pût obtenir le tirage en soufflant de l'air dans le cendrier fermé, sans que la flamme ou la fumée puisse jamais être renvoyée en dehors.

Le moyen consistait dans l'usage de deux portes séparées par un intervalle mis en communication avec la soufflerie, au moyen d'un tuyau muni d'une vanne, permettant d'obtenir sur la porte, en contact avec le foyer ou avec les gaz de la combustion, une pression plus forte à l'extérieur qu'à l'intérieur, de sorte que les gaz et la flamme ne pussent sortir par les interstices et fussent même refoulés en dedans.

En outre, le jeu d'un mécanisme fermait automatiquement la conduite principale de vent toutes les fois qu'on ouvrait la première porte, de sorte qu'à l'ouverture de la seconde, il n'y avait plus de pression dans le foyer.

2° La subdivision, au moyen de cloisons, des faisceaux tubulaires des chaudières type marine, de façon à tripler le parcours des gaz en même temps qu'on réduisait au tiers la section offerte à leur écoulement.

3° Un système de chargement mécanique.

4° Une combinaison de cheminée, destinée à rejeter à l'extérieur les escarbilles et les flammèches.

Disons de suite que ces trois derniers dispositifs n'ont pas été sanctionnés par la pratique.

Les expériences *à bord* furent précédées de divers essais *à terre*. L'un des plus intéressants fut fait en 1882, à Penhoët, sur une chaudière de l'atelier d'ajustage, cylindrique du type ordinaire marine, à foyer intérieur et tubes en retour, ayant les dimensions suivantes :

Diamètre moyen	^m 2,200
Longueur moyenne.....	2,600
Tubes. {	Longueur..... 1,800
	Diamètre extérieur... 0,086
	Diamètre intérieur..... 0,084
	Nombre..... 66
Diamètre du foyer	0 ^m ,900
Surface de chauffe totale.....	36 ^m ,69
Pression de régime	3 ^{kg}

On fit deux catégories d'essais : les uns au tirage naturel avec une grille de 0^m,800 de long; les autres au tirage forcé avec grille réduite de 0^m,400, et en se servant d'un ventilateur et d'un gueulard disposé pour recevoir le vent par le cendrier, avec admission entre les deux portes du foyer.

Les essais au tirage forcé furent exécutés de deux manières différentes :

1° Sans rien modifier au parcours des gaz;

2° En faisant parcourir aux gaz trois fois la longueur des tubes avant de s'échapper par la cheminée : on subdivisa, pour cela, le faisceau tubulaire en moyen de cloisons en briques réfractaires, montées dans la boîte à feu et dans la boîte à fumée, comme il est indiqué sur la Pl. I.

Ces diverses expériences mirent en évidence : d'une part, un accroissement de puissance proportionnelle à l'écart du tiers, par l'emploi du tirage forcé, sans aucun autre de la quantité de vapeur produite par kilogramme de charbon; d'autre part, le bénéfice de recourir à la combustion forcée, et pour les raisons sur le tirage des gaz, à surface de chauffe égale.

3° *Mutiplex*. — M. A. levet entreprit aussi la modification du système sur le tuyau de la cheminée, en faisant passer le *Mutiplex*, dont les charbonniers se servent habituellement à des essais comparatifs qu'ils étaient susceptibles de faire à l'usage, entre le 2^e et le 3^e étage.

On modifia les dimensions du *Mutiplex* de façon à réaliser les mêmes conditions que dans l'essai précédent, et à faire que les tubes furent divisés en trois sections par des cloisonnements horizontaux perçés dans les boîtes à feu et la boîte à fumée.

On usa d'un tirage forcé à l'usage du tirage forcé, et la combustion se fit dans les tubes divisés en trois sections.

Les résultats de ces divers essais sont résumés dans les premiers tableaux ci-joints. On voit que le *Mutiplex* se comportait mieux sous toutes ses formes, et qu'il était préférable en tout et en tous lieux, à l'usage.

2. — MOYENS DE PUISSANCE

	Surface de chauffe	Surface de chauffe
	m ²	m ²
1 ^{re} section	1,00	1,00
2 ^e section	1,00	1,00
3 ^e section	1,00	1,00
4 ^e section	1,00	1,00
5 ^e section	1,00	1,00
6 ^e section	1,00	1,00
7 ^e section	1,00	1,00
8 ^e section	1,00	1,00
9 ^e section	1,00	1,00
10 ^e section	1,00	1,00
11 ^e section	1,00	1,00
12 ^e section	1,00	1,00
13 ^e section	1,00	1,00
14 ^e section	1,00	1,00
15 ^e section	1,00	1,00
16 ^e section	1,00	1,00
17 ^e section	1,00	1,00
18 ^e section	1,00	1,00
19 ^e section	1,00	1,00
20 ^e section	1,00	1,00
21 ^e section	1,00	1,00
22 ^e section	1,00	1,00
23 ^e section	1,00	1,00
24 ^e section	1,00	1,00
25 ^e section	1,00	1,00
26 ^e section	1,00	1,00
27 ^e section	1,00	1,00
28 ^e section	1,00	1,00
29 ^e section	1,00	1,00
30 ^e section	1,00	1,00
31 ^e section	1,00	1,00
32 ^e section	1,00	1,00
33 ^e section	1,00	1,00
34 ^e section	1,00	1,00
35 ^e section	1,00	1,00
36 ^e section	1,00	1,00
37 ^e section	1,00	1,00
38 ^e section	1,00	1,00
39 ^e section	1,00	1,00
40 ^e section	1,00	1,00
41 ^e section	1,00	1,00
42 ^e section	1,00	1,00
43 ^e section	1,00	1,00
44 ^e section	1,00	1,00
45 ^e section	1,00	1,00
46 ^e section	1,00	1,00
47 ^e section	1,00	1,00
48 ^e section	1,00	1,00
49 ^e section	1,00	1,00
50 ^e section	1,00	1,00
51 ^e section	1,00	1,00
52 ^e section	1,00	1,00
53 ^e section	1,00	1,00
54 ^e section	1,00	1,00
55 ^e section	1,00	1,00
56 ^e section	1,00	1,00
57 ^e section	1,00	1,00
58 ^e section	1,00	1,00
59 ^e section	1,00	1,00
60 ^e section	1,00	1,00
61 ^e section	1,00	1,00
62 ^e section	1,00	1,00
63 ^e section	1,00	1,00
64 ^e section	1,00	1,00
65 ^e section	1,00	1,00
66 ^e section	1,00	1,00
67 ^e section	1,00	1,00
68 ^e section	1,00	1,00
69 ^e section	1,00	1,00
70 ^e section	1,00	1,00
71 ^e section	1,00	1,00
72 ^e section	1,00	1,00
73 ^e section	1,00	1,00
74 ^e section	1,00	1,00
75 ^e section	1,00	1,00
76 ^e section	1,00	1,00
77 ^e section	1,00	1,00
78 ^e section	1,00	1,00
79 ^e section	1,00	1,00
80 ^e section	1,00	1,00
81 ^e section	1,00	1,00
82 ^e section	1,00	1,00
83 ^e section	1,00	1,00
84 ^e section	1,00	1,00
85 ^e section	1,00	1,00
86 ^e section	1,00	1,00
87 ^e section	1,00	1,00
88 ^e section	1,00	1,00
89 ^e section	1,00	1,00
90 ^e section	1,00	1,00
91 ^e section	1,00	1,00
92 ^e section	1,00	1,00
93 ^e section	1,00	1,00
94 ^e section	1,00	1,00
95 ^e section	1,00	1,00
96 ^e section	1,00	1,00
97 ^e section	1,00	1,00
98 ^e section	1,00	1,00
99 ^e section	1,00	1,00
100 ^e section	1,00	1,00

On voit que le *Mutiplex* se comportait mieux sous toutes ses formes, et qu'il était préférable en tout et en tous lieux, à l'usage.

n'a de signification que si l'on fait connaître en même temps la proportion de la surface de grille, relativement aux autres éléments de la chaudière, notamment à la surface de chauffe (caractéristique de la puissance d'absorption de la chaleur des gaz), et aussi à la section tubulaire (caractéristique de la capacité d'écoulement des produits de la combustion).

Quoi qu'il en soit, la puissance développée fut de 427^{chx} en moyenne, alors que, sur le *Dragut*, elle était de 414^{chx}, et la consommation par cheval tomba de 1^{kg}, 15 à 0^{kg}, 918. Le tirage forcé, combiné avec l'allongement du parcours des gaz, donnait donc environ 20 pour 100 d'économie, tout en maintenant largement la même puissance.

Un pareil résultat eût bien été de nature à entraîner une modification semblable, et la substitution du tirage forcé au tirage naturel sur toute la flotte de la Compagnie.

Malheureusement, dans la pratique, et même au bout d'un temps assez court, le dispositif adopté sur le *Mustapha* présenta de tels inconvénients qu'il fallut renoncer à la subdivision du faisceau tubulaire et au triplement du parcours des gaz.

Indépendamment de la difficulté de nettoyage des tubes et du maintien en bon état des cloisons de séparation, il se manifesta un défaut qu'on ne put parvenir à atténuer suffisamment : les portes de boîtes à fumée rougissaient et le service dans la chambre de chauffe n'était pas supportable.

Dragut. — Cependant, en 1886, les chaudières du *Dragut* ayant besoin d'être changées, par suite d'usure, je proposai à l'Administration de la Compagnie Transatlantique d'appliquer au nouvel appareil évaporatoire le dispositif imaginé par M. Audenet, que nous avions eu la douleur de perdre en 1885, et de chercher à réaliser au moins une partie des avantages qu'il avait eus en vue.

Dans les chaudières de rechange, qui devaient d'abord être semblables aux précédentes, et dont la construction était en cours, nous renonçâmes aux cloisonnements pratiqués dans les boîtes à feu et à fumée du *Mustapha*, mais on adopta des tubes d'un plus petit diamètre, 50/55 au lieu de 55/61, ce qui permit de porter la surface de chauffe de 176^m à 196^m (augmentation de 12 pour 100).

En même temps, dans l'installation de la soufflerie, on améliora, suivant les indications de l'expérience, le mécanisme d'obturation de l'arrivée d'air aux cendriers, pendant la période de chargement.

Dans ces conditions, on obtint avec le nouvel appareil, et à puissance égale, une économie qui variait de 6 à 13 pour 100 (suivant les circonstances) par rapport aux anciennes chaudières à tirage naturel.

Mais il n'y avait pas de bénéfice d'encombrement et, en ce qui concerne le poids, on subissait une certaine perte, puisque les faisceaux tubulaires étaient sensiblement plus lourds que les anciens.

Désireux, en vue de l'établissement des plans de paquebots nouveaux,

d'être fixé sur ce qui pouvait être gagné par le tirage forcé en poids et en encombrement, je profitai d'une occasion qui se présenta de remplacer les deux chaudières du *Mustapha* arrivées au terme de leur existence, par une chaudière unique que nous nous trouvions avoir disponible en magasin.

Le changement eut lieu à la fin de 1886. Le nouvel appareil évaporatoire, relativement à l'ancien, présentait un encombrement horizontal d'environ 38 pour 100 plus faible et un poids de 30 pour 100 inférieur; le soufflage y fut installé dans les mêmes conditions que sur le *Dragut*.

On put obtenir à peu près la même puissance que sur ce dernier navire; mais le rendement fut moindre que sur le *Dragut* et se montra à peine supérieur (2 à 3 pour 100) à celui que donnait le tirage naturel. Il faut dire que la nouvelle chaudière du *Mustapha* primitivement destinée au *Le Chatelier*, qui marchait sans soufflerie, avait des tubes d'assez fort diamètre, incontestablement inférieurs pour le tirage forcé à des tubes de plus faible section.

Vers la même époque, deux autres essais furent faits sur les navires *la Désirade* et *le Washington*.

1^o *Désirade*. — On installa sur toutes les chaudières de la *Désirade* (deux corps comportant six foyers) le tirage soufflé dans les mêmes conditions qu'à bord du *Dragut*.

La puissance passa de 785^{chx} à 1110^{chx}, l'allure de la combustion au tirage forcé étant de 125^{kg} par mètre carré de grilles.

2^o *Washington*. — Le *Washington* reçut aussi des installations analogues, mais seulement sur deux de ses chaudières, dont le nombre total était de quatre, et l'on réalisa une augmentation de trois tours, dans l'allure qui de 64 passa à 67, le rendement du kilogramme de charbon restant à peu près le même.

Ces résultats étaient encore encourageants; il se manifesta bien quelques inconvénients dans le fonctionnement des ventilateurs, mais il ne semblait pas y avoir là de difficultés insurmontables. Quant aux détériorations des chaudières, il ne se présentait rien d'anormal aux allures modérées auxquelles on marchait.

Entre temps, les expériences à terre continuaient. Nous profitâmes de l'obligation où nous étions en 1887 d'augmenter la production de la vapeur à l'atelier de chaudronnerie. A deux chaudières d'un type courant, nous dûmes en ajouter une troisième que je fis établir dans les proportions paraissant les meilleures pour le tirage forcé. Les résultats obtenus par la comparaison de cette chaudière avec les deux autres sont d'autant plus à signaler que les expériences furent faites avec un très grand soin par M. Delévaque.

Voici les éléments des deux catégories de chaudières mises en comparaison :

A. — Chaudières à tirage naturel, deux corps semblables.

Charge des soupapes.....	5 ^{kg}	
Surface de la grille.....	(par corps)	S = 0 ^m ,9720
Surface de chauffe {	directe 7 ^m ^q , 1103	" = 7,31 S.
	tubulaire 24,9200	" = 25,63 S.
	totale 32,0303	" = 32,94 S.
Section libre du cendrier 0 ^m , 1920	"	" = 0,20 S.
Diamètre du foyer	"	" 0,900
Longueur des grilles	"	" 0,800
Section libre de l'autel 0,2295	"	" = 0,23 S.
Section des tubes 0,2630	"	" = 0,27 S.
58 tubes de 76 ^{mm} × 84 ^{mm} et 1,80 de longueur entre plaques.		

B. — Chaudière à tirage forcé (un seul corps).

Charge des soupapes.....	5 ^{kg}	
Surface de la grille.....		S' = 0 ^m ,99
Surface de chauffe {	directe 7,28.....	" = 7,35 S'.
	tubulaire 38,39.....	" = 38,77 S'.
	totale 45,67.....	" = 46,13 S'.
Diamètre du foyer.....		" 0,900
Longueur des grilles.....		" 0,400
Section libre de l'autel 0,1925.....		" = 0,19 S'.
Section des tubes 0,1577.....		" = 0,16 S'.
164 tubes de 35 ^{mm} × 40 ^{mm} et 2 ^m , 10 de longueur entre plaques.		

Un ventilateur, actionné par une courroie passée sur l'une des poulies de la transmission générale de l'atelier, envoyait par une canalisation en tôle, de l'air dans le cendrier fermé de la chaudière.

Résultats des essais. — Du 7 au 13 mars 1887, la chaudière à tirage forcé resta en pression, fournissant la vapeur à la machine motrice et à un petit cheval qui fonctionnait par intermittence.

Dans l'atelier, toutes les machines-outils, la foreuse, le pont roulant et les pompes des accumulateurs étaient en marche. La semaine suivante, du 14 au 20 mars, les deux chaudières à tirage naturel furent allumées, débitant la vapeur nécessaire au service courant de l'atelier.

Chaque jour on mesura l'eau d'alimentation et l'on pesa le charbon consommé pendant les 10 heures de travail; l'analyse de la fumée fut faite plusieurs fois par jour et des expériences calorimétriques fixèrent la température des gaz, à la naissance de la cheminée. Voici les chiffres obtenus :

Tirage forcé avec une chaudière. (Essais du 7 au 15 mars 1887.)

Dates.	Pression de la vapeur.	Eau vaporisée		Charbon brûlé par heure			Températ. des gaz de la cheminée.	Révolutions par minute		Pression dans le cendrier.
		Totale.	par kilogramme de charbon.	Total.	par mètre carré			de la machine.	des venti- lateurs.	
					de grille.	de chauffe.				
7 mars.	kg 4,600	lit 12717	lit 9,300	kg 137	kg 136	kg 2,95	° 256	50,0	»	mm 61
8 mars.	5,230	10856	8,040	136	135	2,95	267	50,6	»	69
9 mars.	5,360	11761	7,840	151	150	3,25	271	50,9	»	57
10 mars.	5,130	11159	7,910	142	141	3,10	268	50,7	»	61
11 mars.	5,100	11504	8,100	142	141	3,10	270	52,7	»	61
12 mars.	5,230	11327	7,800	146	144	3,15	267	52,7	»	60
Moyennes..	5,108	11554	8,165	142	141	3,05	266	51,15	772	61

Il y avait en moyenne dans la fumée :

6,5 pour 100 d'acide carbonique,
0,75 » d'oxyde de carbone,
11,5 » d'oxygène,
81,25 » d'azote.

Du 14 au 20 mars, une seconde série d'expériences donne les résultats suivants :

Tirage naturel avec deux chaudières. (Essais du 14 au 20 mars 1887.)

Dates.	Pression de la vapeur.	Eau vaporisée		Charbon brûlé par heure par mètre carré			Températ. des gaz de la cheminée.	Révolutions de la machine.
		totale.	par kilogramme de charbon.	total.	de grille.	de chauffe.		
14 mars.	kg 5,060	lit 13239	lit 6,960	kg 190	kg 95	kg 2,87	° 241	51,6
15 mars.	5,130	13290	6,990	190	95	2,88	236	54,7
16 mars.	4,700	12570	7,390	170	85	2,60	234	46,6
17 mars.	4,700	12611	7,410	170	85	2,60	239	52,1
18 mars.	4,660	12818	7,120	180	90	2,72	256	51,2
19 mars.	4,730	14696	7,940	180,5	92,5	2,80	263	49,3
Moy.....	4,830	13204	7,301	180,9	90,40	2,72	245	51,08

Les prises de gaz donnèrent pour la composition moyenne des fumées :

6,8 pour 100 d'acide carbonique,
0,5 » d'oxyde de carbone,
12,1 » d'oxygène,
80,4 » d'azote,

chiffres peu différents de ceux fournis par la première série d'essais.

Dans la seconde semaine, il fallut, pour faire marcher l'atelier, 14 pour 100

de vapeur de plus que dans la précédente, et la dépense de charbon a excédé celle de la première semaine d'environ 28 pour 100.

Le rendement en eau vaporisée par kilogramme de charbon était de 12 pour 100 plus faible dans les chaudières à tirage naturel que dans celles à tirage forcé; mais cette différence pouvait tenir à l'activité très grande qu'il avait fallu donner à la combustion dans les premières pour fournir la quantité de vapeur que réclamaient les besoins de l'atelier; aussi était-il nécessaire de compléter ces essais par une double expérience à *vapeur perdue* dont voici les résultats :

	Une chaudière à tirage forcé.	Deux chaudières à tirage naturel.
Date de l'essai.....	21 mars	23 mars
Durée de l'essai du vaporisateur.....	6 heures	6 heures
Pression de la vapeur.....	3 ^{ks} , 800	3 ^{ks} , 700
Température dans la cheminée.....	249°	209°
Pression dans le cendrier.....	54 ^{mm} d'eau	
Eau vaporisée { en 6 heures.....	6927 ^{lit}	6821 ^{lit}
{ par kilogramme de charbon....	8 ^{lit} , 24	8 ^{lit} , 12
Charbon brûlé par heure { Total.....	140 ^{kg}	140 ^{kg}
{ par mètre de grille...	140 ^{kg}	70 ^{kg}
{ par mètre de chauffe.	"	2 ^{kg} , 12
Nombre de tours du ventilateur.....	775	"

Conclusion. — De ce qui précède, il ressort que la chaudière, fonctionnant à tirage forcé et proportionnée dans ce but, équivaut à peu près aux deux chaudières à tirage naturel, fonctionnant à l'allure de combustion correspondant au rendement maximum qui reste d'ailleurs au moins aussi élevé avec la chaudière au tirage forcé.

De plus, cette dernière ne pèse que 14 tonnes et ne cube que 20^{mc}, alors que les deux chaudières à tirage naturel ensemble pèsent 23^t, 600 et cubent 37^{mc}, 700, soit un bénéfice de 40 pour 100 en poids et 47 pour 100 en volume.

Ce résultat était trop avantageux pour que, malgré certaines appréhensions au sujet du bon fonctionnement des ventilateurs dans un service prolongé à la mer et relativement à la détérioration plus rapide des chaudières, on ne continuât pas les expériences.

Dans le cours de l'année 1887, le paquebot *le Lafayette*, ayant à changer son appareil évaporatoire, qui se composait de deux groupes de chacun trois chaudières doubles, comportant en tout vingt-quatre foyers, nous décidâmes d'installer le tirage soufflé sur deux chaudières du groupe arrière.

L'une de ces chaudières reçut des tubes de 40^{mm}-46^{mm}, l'autre, des tubes de 50^{mm}-56^{mm}, les quatre chaudières à tirage naturel ayant des tubes de 72^{mm}-80^{mm}.

L'essai devait mettre en évidence quel diamètre de tube, il convenait d'adopter, tant au point de vue du rendement que pour la facilité de nettoyage, la durée, etc.

Les éléments principaux des six corps de chaudières étaient les suivants :

	Tirage naturel.	Tirage forcé.	
		Tubes de 50 ^{mm} -56 ^{mm} .	Tubes de 40 ^{mm} -46 ^{mm} .
	4 corps.	1 corps.	1 corps.
Diamètre des enveloppes	3 ^m , 300	3 ^m , 300	3 ^m , 300
Longueur.....	5 ^m , 07	5 ^m , 07	5 ^m , 07
Diamètre des foyers	1 ^m , 000	1 ^m , 000	1 ^m , 000
Longueur des grilles.....	1 ^m , 70	1 ^m , 70	1 ^m , 70
Longueur des tubes.....	1 ^m , 900	1 ^m , 900	1 ^m , 900
Diamètre intérieur et extérieur.....	12 ^{mm} -80 ^{mm}	50 ^{mm} -46 ^{mm}	40 ^{mm} -46 ^{mm}
Section tubulaire.....	3, 762	1, 291	1, 052
Surface des grilles.....	20, 40	6, 800	6, 800
Surface de chauffe totale.	511, 34	229, 92	232, 04
Rapport à la surface { Surface de chauffe	25, 00	33, 80	34, 00
de grille..... { Section tubulaire.....	0, 184	0, 190	0, 154

Avant la mise en service du navire, on fit une série d'essais sur place *dans le port*, qui donnèrent les résultats suivants :

	4 chaudières à tirage naturel.	2 chaudières à tirage forcé.			2 chaudières à tirage forcé (ensemble).
	4 chaud.	Tubes 50 ^{mm} -56 ^{mm} .	Tubes 40 ^{mm} -46 ^{mm} .	Moyennes.	2 chaud.
		1 chaud.	1 chaud.	»	
Surface de grilles.....	120, 40	6, 80	6, 80	6, 80	13, 60
Surface de chauffe	511	229, 92	232, 04	230, 98	462
Puissance indiquée totale.....	1095	609	729	669	1292
Puissance par mètre de surface de chauffe. 2 ^{cht} , 12		2 ^{cht} , 55	3 ^{cht} , 04	2 ^{cht} , 85	2 ^{cht} , 82
Charbon par cheval indiqué.....	1 ^{kg} , 100	1 ^{kg} , 240	0 ^{kg} , 916	1 ^{kg} , 078	0 ^{kg} , 903

En service. depuis novembre 1887 jusqu'en 1893, on obtint des résultats qui confirmèrent d'abord à peu près les précédents; mais le fonctionnement des ventilateurs donna beaucoup d'ennuis et de troubles, et, au bout d'un certain temps, le bénéfice de puissance s'atténua en même temps qu'on dut constater que la détérioration des chaudières était incontestablement un peu plus rapide dans les corps soufflés que dans les autres.

Il n'en a pas moins été acquis que deux chaudières soufflées donnaient, à 7 pour 100 près, la même puissance utile que trois chaudières à tirage naturel, avec un rendement à très peu près le même.

Dans la même année 1887, et l'année suivante 1888, une autre expérience, des plus intéressantes, fut faite sur les anciens paquebots de la ligne du Pacifique, les navires à double hélice, dont les noms suivent :

Ville de Bordeaux, Ville de Saint-Nazaire et Ville de Brest. — Les chaudières de ces navires, étant arrivées au terme de leur service, furent successivement changées. Les anciens appareils évaporatoires de ces bâtiments

se composaient de six corps simples, de trois foyers chacun, placés en abord, de manière à former, suivant le vieux système, une chambre de chauffe longitudinale dans l'axe.

Les nouveaux appareils furent composés de deux corps doubles, de quatre foyers chacun, soit en tout *huit foyers au lieu de dix-huit*. Le système de soufflage installé fut à très peu près le même que celui décrit plus haut.

Le Tableau suivant met en évidence, avec les dimensions comparées des anciennes et des nouvelles chaudières, les résultats obtenus dans les deux cas :

	Ancien appareil. Tirage naturel.	Nouvel appareil. Tirage forcé.
Nombre de corps.....	6 simples	2 doubles
Diamètre	3,600	3,800
Longueur.....	2,900	6,300
Nombre de foyers.....	18	8
Diamètre des foyers	0,900	1,30
Longueur des grilles.....	1,700	1,40
Diamètre des tubes	76 ^{mm} -84 ^{mm}	50 ^{mm} -56 ^{mm}
Longueur des tubes.....	2,14	2,45
Section tubulaire.....	4,90	2,88
Surface de grilles.....	27,54	14,00
Surface de chauffe	680 ^{m²}	645 ^{m²}
Rapport à la surface de la grille. {		
Surface de chauffe.....	25	46
Section tubulaire.....	0,180	0,205
Puissance indiquée.....	2400	2642
Puissance par mètre carré de chauffe.....	3 ^{ch} ,55	4 ^{ch} ,10
Poids.....	200 ^{ts}	134 ^{ts}
Volume des parallélépipèdes circonscrits aux chaudières.....	226 ^{m³}	192 ^{m³}

Il en résulte que les appareils actuels donnent à peu près la même puissance, le rendement restant à peu près constant, mais qu'elles offrent un bénéfice de poids de 30 pour 100.

Il y a bien aussi, en réalité, un bénéfice d'encombrement, mais, en fait, on n'en a pas profité pour les marchandises ni même pour le charbon, car on n'a pas déplacé les cloisons, limitant les chaufferies; mais le moindre volume des chaudières a permis d'établir des chaufferies transversales qui sont notablement plus avantageuses. Par ailleurs, la réduction du nombre de foyers a permis de faire une très notable économie sur le nombre des chauffeurs et, par suite, sur la dépense à laquelle il donnait lieu et sur le logement qu'ils occupaient.

Sur ces trois bâtiments, le fonctionnement des ventilateurs n'a pas amené de difficultés et les chaudières n'ont pas montré d'usure anormale. Ce résultat est dû, sans doute, à la modération du soufflage et de l'allure de combustion. On n'a pas dépassé comme moyenne 130^{kg} par mètre carré de grille (2^{kg},90 par mètre carré de surface de chauffe, 645^{kg} par mètre carré de section tubulaire).

Ville d'Oran et Ville de Bône. — En 1888, les paquebots *Ville d'Oran* et *Ville de Bône* eurent leurs machines transformées du système compound en triple expansion. Les anciennes chaudières comportant deux corps doubles furent remplacées par trois corps simples sur lesquels on installa le système de soufflage déjà décrit. Le Tableau ci-dessous permet de comparer l'ancien appareil évaporatoire avec le nouveau :

	Ancien appareil compound tirage naturel.	Nouvel appareil triple expansion tirage forcé.
Timbre des chaudières.....	5 ^{ks}	10 ^{ks}
Nombre	2 doubles	3 simples
Diamètre	4 ^m , 125	4 ^m , 15
Longueur	5 ^m , 64	3 ^m , 20
Nombre total de foyers.....	12	6
Diamètre du foyer.....	1, 04	1, 25
Longueur de grilles.....	1, 80	1, 70
Diamètre des tubes.....	76 ^{mm} -84 ^{mm}	55 ^{mm} -60 ^{mm}
Longueur	2 ^m , 00	2 ^m , 35
Section tubulaire.....		3, 03
Surface de grilles.....	22 ^{m²} , 50	12 ^{m²} , 75
« de chauffe.....	550 ^{m²}	584 ^{m²} , 52
Rapport à la sur- { de la surface de chauffe..	24, 20	46, 50
face de grilles.. { de la section tubulaire...		0, 238
Puissance indiquée aux essais.....	1980 ^{chx}	2200 ^{chx}
« par mètre carré de chauffe....	3 ^{chx} , 60	3 ^{chx} , 76
« par mètre carré de grille.....	88 ^{chx}	172 ^{chx}

On voit que les nouvelles chaudières présentaient sur les anciennes un bénéfice d'encombrement d'environ 20 pour 100. Le poids est resté sensiblement le même, à cause de l'augmentation des échantillons nécessitée par l'accroissement de la pression passée de 5^{ks} à 10^{ks}. Avec leurs machines transformées et leurs chaudières soufflées, ces deux paquebots réalisent une puissance supérieure et une économie dans la consommation par cheval d'environ 12 pour 100. Si, comme cela paraît juste d'après les résultats de nos autres transformations, on attribue entièrement cette économie à la triple expansion, il reste pour le soufflage le bénéfice de l'encombrement.

Comme sur les trois navires précédents, il ne s'est pas jusqu'ici présenté ni sur la *Ville de Bône* ni sur la *Ville d'Oran*, de sérieuses difficultés, soit au point de vue du fonctionnement, soit au point de vue de l'usure des chaudières.

Navires rapides pour le service entre Marseille et Alger, et vice versa. — Dans le courant de l'année 1887, je fus chargé par le Conseil d'administration

de la Compagnie Générale Transatlantique d'établir un plan de paquebot capable de réaliser, pour un service direct entre Marseille et Alger, une vitesse notablement supérieure à celle atteinte jusque-là, et, s'il était possible, de réduire à vingt-quatre heures la durée de la traversée, au moins dans les circonstances les plus favorables.

Pour remplir ce programme, auquel venaient s'ajouter d'ailleurs d'autres conditions, je n'hésitai pas à recourir au tirage forcé, et ce système, avec certains perfectionnements de détails, fut complètement appliqué à la série des cinq navires successivement construits de 1888 à 1891, et dont voici les noms :

1° *Eugène Pereire*, 2° *Duc de Bragance*, 3° *Ville d'Alger*, 4° *Maréchal Bugeaud*, 5° *Général Chanzy*.

Ces paquebots reçurent des machines à triple expansion, à très peu près semblables entre elles et des chaudières fonctionnant à 10^{ks} pour les deux premiers et à 11^{ks} pour les trois autres.

La disposition des appareils évaporatoires fut la suivante :

Eugène Pereire. — Deux corps doubles à quatre foyers chacun et deux corps simples à deux foyers chacun, comportant une chaufferie simple et une chaufferie double. Ces chaudières étaient semblables, sauf la dimension des tubes, à celles placées vers la même époque sur le *Labrador* également transformé à triple expansion, mais fonctionnant au tirage naturel.

Cette disposition diffère un peu de celle adoptée sur les autres bateaux, *Duc de Bragance*, *Ville d'Alger*, *Maréchal Bugeaud*, qui furent dotés de quatre chaudières simples, d'un plus grand diamètre, avec des tubes plus longs que les précédents, comportant une seule chaufferie double.

La différence s'accrut avec le *Général Chanzy*, sur lequel furent placées quatre chaudières simples (avec tubes encore allongés) placées dos à dos, comportant deux chaufferies simples, disposition qui permit de simplifier le service des chaufferies et l'installation des conduits de vent.

Le Tableau suivant récapitule, du reste, les principales dimensions des chaudières de ces cinq paquebots et de celles du *Labrador*.

	Labrador.	E. Pereire.	Duc de Bragance.	Maréchal Bugeaud et Ville d'Alger.	Général Chanzy.
Nombre de chaudières.....	4 doubles	2 D et 2 S.	4 S.	4 S.	4 S.
Nombre de foyers.....	16	12	12	12	12
Diamètre des foyers.....	1,20	1,200	1,05	1,100	1,100
Longueur des grilles.....	1,70	1,700	2,00	2,00	2,00
Timbre.....	10 ^{kg}	10 ^{kg}	10 ^{kg}	10 ^{kg}	11 ^{kg}
Diamètre des chaudières.....	3,800	3,800	4,10	4,200	4,20
Longueur des chaudières.....	5,07	5,07	3,48	3,550	3,75
Diamètre des tubes.....	72 ^{mm} -80 ^{mm}	50 ^{mm} -55 ^{mm}	55 ^{mm} -60 ^{mm}	55 ^{mm} -60 ^{mm}	55 ^{mm} -60 ^{mm}
Longueur des tubes.....	1,900	1,900	2,58	2,62	2,77
Section tubulaire.....	6,37	4,32	3,29	3,450	3,43
Surface de grilles.....	34,08	25,50	21,40	25,50	25,50
Surface de chauffe.....	838	750	774	820	846
Rapport à la sur- { Surface de chauffe..	24,40	29,50	36,50	32,20	33
face de grilles. { Section tubulaire..	0,188	0,170	0,130	0,135	0,134
Puissance totale indiquée.....	3000 ^{chx}	3545	3200	3300	4000
Puissance par mètre carré de chauffe..	2 ^{chx} ,76	4,75	4,15'	4,00	4,75

Les résultats obtenus par le tirage forcé sur les cinq navires ont été bons, et de plus en plus satisfaisants depuis le premier jusqu'au cinquième.

Sur le dernier, le *Général Chanzy*, on peut dire qu'ils ont été excellents. Le rendement du combustible a été au moins égal à celui de nos meilleurs appareils; la puissance développée relativement au poids et à l'encombrement, a atteint une proportion élevée; les avaries de ventilateurs ont été très rares; enfin la détérioration des chaudières ne s'est pas jusqu'ici montrée anormale, en dehors des piqûres survenues aux tubes, et il n'est pas prouvé que le soufflage en soit la cause.

La Touraine et la Navarre. — Sur les deux grands paquebots *la Touraine* et *la Navarre*, le problème présentait plus de difficultés, à cause de la durée des traversées et de la puissance des appareils. Aussi le fonctionnement n'a-t-il pas été aussi satisfaisant, ni le résultat aussi avantageux que sur le *Général Chanzy*.

Les plans des chaudières et de la disposition des chaufferies sur ce dernier paquebot sont postérieurs du reste à ceux de *la Navarre*, dont diverses circonstances ont prolongé la construction.

Le Tableau ci-dessous contient les données principales relatives aux appareils évaporatoires de *la Touraine* et de *la Navarre*.

	La Touraine.	La Navarre.
Nombre de corps.....	6 D. 3 S.	4 D.
Nombre total des foyers.....	45	24
Timbre.....	10 ^{kg} , 50	10 ^{kg} , 50
Diamètre des chaudières.....	4 ^m , 50	4 ^m , 50
Longueur des chaudières.....	6 ^m , 20 3 ^m , 22	6 ^m , 55
Diamètre des foyers (intérieur minimum).....	1 ^m , 20	1 ^m , 20
Longueur des grilles.....	2 ^m , 00	2 ^m , 00
Diamètre des tubes.....	55 ^{mm} -61 ^{mm}	55 ^{mm} -61 ^{mm}
Longueur des tubes.....	2 ^m , 35	2 ^m , 50
Section totale tubulaire.....	14 ^{m²} , 89	7 ^{m²} , 94
Surface totale de grilles.....	104 ^{m²}	57 ^{m²} , 60
» de chauffe.....	3123 ^{m²}	1760 ^{m²}
Rapport à la sur- face de grille { de la surface de chauffe....	30	30, 50
» { de la section tubulaire....	0, 143	0, 138
Puissance indiquée aux essais.....	12, 100	6, 600
Puissance par mètre carré de surface de chauffe.	3 ^{kg} , 86	3 ^{kg} , 75
Ventilateurs.....	4 de 25000 ^{mc} 4 de 40000 ^{mc}	4 de 40000 ^{mc}

Bien que les plans d'ensemble de *la Navarre* soient, ainsi que nous l'avons dit, antérieurs à ceux du *Général Chanzy*, son achèvement ayant été postérieur, les détails d'installation des portes et des gueulards des foyers ont reçu les derniers perfectionnements indiqués par l'expérience; aussi le dessin que nous mettons sous les yeux de l'Association se rapporte-t-il à *la Navarre* (*Pl. II*).

En voici la légende :

Le gueulard proprement dit, fixé sur la chaudière, concentriquement au foyer, se compose d'une pièce en fonte A destinée à recevoir l'air refoulé par le ventilateur et à le répartir dans le cendrier et au-dessus de la grille soutenue par la tablette R.

L'air arrive dans le gueulard par un conduit B, venu de fonte avec lui et débouchant dans le cendrier du foyer. Ce conduit est fixé sur la conduite générale d'air, installée en dessous du parquet de la chaufferie.

La partie supérieure du gueulard présente une ouverture C, destinée à permettre le chargement du charbon sur la grille; de sorte que l'air arrive à la partie supérieure du gueulard dans une partie annulaire D, d'où il passe ensuite au-dessus de la grille, comme on verra plus loin.

L'espace D est fermé sur la face N par une tôle E.

L'ouverture C est fermée par la porte du foyer F, avec portes intérieures G et contre-portes H, comme dans les foyers ordinaires, avec cette seule différence que les charnières de la porte sont fixées sur le gueulard.

2
2
1
1



L'usure des chaudières a été assez marquée, mais pas plus que sur certains appareils marchant à tirage naturel et fonctionnant cependant à une pression moins élevée, et nous prévoyons pour elles une durée normale. Elles ont déjà accompli en trois ans et demi 44 traversées du Havre à New-York, environ 140000 milles.

Or les sondages qui viennent d'être pratiqués dans les foyers et les boîtes à feu ne montrent pas dans ces parties une détérioration plus grande que n'en avaient montré, après le même temps de service, les appareils de la *Champagne* et de la *Bourgogne*; les foyers sont même plutôt en meilleur état; par contre, les tubes présentent plus de piqures, mais cela peut tenir en partie à la qualité du métal et à sa faible épaisseur.

Dans les diagrammes ci-joints (*Pl. III, IV, V*), nous donnons, pour les trois paquebots la *Touraine*, la *Navarre*, le *Général Chanzy*, des indications sur l'augmentation de puissance qui peut être attribuée au tirage forcé. Cette augmentation se rapporte à des chaudières munies de tubes d'un faible diamètre; elle serait, sans doute, un peu moindre avec des chaudières spécialement faites pour le tirage naturel. Elle correspond à la portion hachurée sur les diagrammes des essais progressifs exécutés sur les trois paquebots. Les courbes qui traduisent les résultats, et qu'on pourrait appeler *les caractéristiques* du rendement des navires, constitueront, sans doute, un renseignement de nature à intéresser les membres de l'Association, en dehors même de la question du tirage forcé.

Conclusions. — Voici maintenant quelles sont, après dix ans d'essais poursuivis au milieu des difficultés du service et dans des circonstances très diverses, les conclusions que nous croyons pouvoir formuler :

A terre, le soufflage dans les cendriers fermés est susceptible de procurer :

- 1° Un grand avantage d'encombrement;
- 2° Un bénéfice sensible de rendement, s'il est appliqué à des chaudières cylindriques à tubes en retour, *dessinées tout exprès*, et surtout à des appareils à un seul foyer, avec un conduit de vent court et direct.

Le système est donc absolument à recommander, là où l'installation et le fonctionnement d'un ventilateur n'amèneront pas trop de complications, ce qui sera, en général, le cas dans les établissements importants.

A bord, le succès, jusqu'ici, a été bien loin d'être aussi marqué : divers inconvénients se sont manifestés au bout d'un certain temps de marche, et à des degrés variables suivant les navires.

Voici les principaux :

- a. Pertes de pression par les conduits de vent, surtout s'ils sont longs et contournés;
- b. Avaries de ventilateurs;
- c. Encrassement des tubes;
- d. Détérioration plus rapide des chaudières (tubes piqués, foyers et boîtes à feu corrodés).

Ce sont là des difficultés qui peuvent être surmontées et atténuées dans beaucoup de cas, sinon dans tous, lorsqu'on réalise les conditions suivantes :

1° Se contenter d'un soufflage modéré, c'est-à-dire correspondant à une combustion n'excédant pas 140^{kg} de charbon par mètre carré de la surface de grille (celle-ci étant environ $\frac{1}{15}$ de la surface de chauffe).

2° Sur des chaudières cylindriques du type Marine, avec tubes à retour de flammes, adopter à peu près les dimensions de tubes suivantes :

Tubes lisses : Longueur : 2^m, 80. Diamètre : 54^{mm}-60^{mm}.

Tubes à ailettes, système Serve : Longueur : 2^m, 30. Diamètre : 74^{mm}-80^{mm}.

3° Renoncer aux chaudières à double façade ;

4° Avoir des chaufferies simples, de manière que les conduits de vent soient courts et directs.

5° Installer des ventilateurs (1 pour chaque chaudière), relativement puissants (20^{mc} par kilogramme de charbon brûlé) ; leurs mécanismes, protégés contre la poussière de charbon, devront être suffisamment rustiques et très étudiés pour la facilité des démontages, visites et réparations.

Ces conditions, qui sont à peu près celles du *Général Chanzy*, permettent de réaliser, relativement à de bonnes chaudières du type ordinaire à tirage naturel et développant la même puissance, un bénéfice de :

30 pour 100 en encombrement,

12 pour 100 en poids,

tout en conservant au moins le même rendement de combustible.

A défaut du tirage forcé en chambre close que, jusqu'à plus ample informé, je ne crois pas applicable aux navires de commerce pour les longues traversées et les grandes puissances, à défaut aussi du tirage par aspiration, qui n'est pas encore suffisamment sanctionné par la pratique, malgré les essais signalés comme satisfaisants du système Ellis et Eaves sur le vapeur le *Perthshire*, je suis fermement d'avis qu'il y a lieu de persévérer dans le système du soufflage en cendriers fermés pour des traversées de durée restreinte comme celles des paquebots-poste entre Marseille et Alger.

Dans le cas de voyages plus longs, tels que ceux des services transatlantiques et avec des appareils beaucoup plus puissants, je serai plus réservé dans mes conclusions, parce qu'il est alors plus difficile de remplir les conditions énumérées ci-dessus, certains inconvénients, peu graves pour une courte traversée suivie de visites et de réparations immédiates, devenant très sérieux lorsqu'on est obligé à un fonctionnement prolongé.

Toutefois, je considère comme très probable que ces inconvénients pourront être assez atténués pour laisser une supériorité finale au soufflage, même dans le cas des longues traversées, et avec les grandes puissances.

Il restera encore, comme problème de l'avenir immédiat, à adapter ce système aux chaudières aquatubulaires (ou à tubes-bouilleurs) qui semblent devoir s'imposer bientôt, avec l'augmentation continue de pression et la solu-

tion de plus en plus satisfaisante des difficultés spéciales auxquelles leur emploi a donné lieu jusqu'ici.

Quoi qu'il en soit, nous espérons que la relation que nous venons de faire et les résultats que nous avons fait connaître pourront aider ceux qui seront conduits à recourir au soufflage dans les cendriers.

Nous avons, dans le Tableau général ci-joint, résumé les principaux éléments ainsi que les conditions de fonctionnement de toutes les chaudières de navires sur lesquels la Compagnie Transatlantique a appliqué ce système.

	MUSTAPHA 1 ^{er} arrangement (2 corps)	DÉSIRADE.	DRAGUT.	MUSTAPHA 2 ^e arrangement (1 corps).	WASHINGTON
Date de l'application du tirage forcé (Établissement du plan).....	1882	1883	1886	1886	1886
Nombre des corps de chaudières.....	2 S (*)	2 S (*)	2 S	1 S	1 S (dont 2 doubles)
Diamètre et hauteur des corps.....	2 ^m ,80 x 1 ^m ,30	4 ^m ,20	2 ^m ,80 x 1 ^m ,30	4 ^m ,20	4 ^m ,00
Longueur des corps.....	2 ^m ,80	2 ^m ,90	2 ^m ,90	2 ^m ,90	3 ^m ,10
Nombre total de foyers.....	4	6	4	3	2 1/2 (dont 1 double)
Diamètres extérieur et intérieur des tubes.....	55 ^{mm} -61 ^{mm}	76 ^{mm} -84 ^{mm}	50 ^{mm} -56 ^{mm}	76 ^{mm} -84 ^{mm}	76 ^{mm} -84 ^{mm}
Longueur des tubes.....	1 ^m ,82	2 ^m ,10	2 ^m ,00	2 ^m ,10	1 ^m ,80
Surface de grilles { aux essais.....	3 ^m ,10	7 ^m ,98	2 ^m ,50	2 ^m ,58	33 ^m ,60
{ en service.....	"	"	"	"	"
Surface de chauffe totale.....	176 ^m	280 ^m	196 ^m	140 ^m	945 ^m
Section tubulaire totale.....	"	2 ^m ,00	0 ^m ,89 1/2	1 ^m ,00	7 ^m ,32
Charbon consommé en service par heure et	par mètre carré de chauffe.....	tirage naturel... " " "	"	"	3 ^{kg} ,00
	{ tirage forcé.....	" 3 ^{kg} ,56	2 ^{kg} ,50	3 ^{kg} ,36	3 ^{kg} ,18
	par mètre carré de grilles.....	tirage naturel... " " "	"	"	100 ^{kg}
	{ tirage forcé.....	" 125 ^{kg}	196 ^{kg}	182 ^{kg}	90 ^{kg}
	par mètre carré de section tubulaire.....	tirage naturel... " " "	"	"	355 ^{kg}
	{ tirage forcé.....	" 625 ^{kg}	550 ^{kg}	471 ^{kg}	400 ^{kg}
Puissance en chevaux indiqués aux essais	totale.....	tirage naturel... " " "	48 1/2 ^{ch}	48 1/2 ^{ch}	32 1/2 ^{ch}
	{ tirage forcé.....	" 111 1/2 ^{ch}	47 1/4 ^{ch}	48 1/2 ^{ch}	"
	par mètre carré de chauffe.....	tirage naturel... " " "	5 ^{ch}	5 ^{ch}	"
	{ tirage forcé.....	" 3 ^{ch} ,96	2 ^{ch} ,50	2 ^{ch} ,50	"
	par mètre carré de grilles.....	tirage naturel... " " "	81 ^{ch}	81 ^{ch}	95 ^{ch}
	{ tirage forcé.....	" 138 ^{ch}	192 ^{ch}	187 ^{ch}	"
Nombre et débit des ventilateurs.....	de 10 000 ^m	2 de 10 000 ^m	de 10 000 ^m	de 10 000 ^m	4 de 10 000 ^m

(*) S indique que les corps sont simples.

(**) D indique que les corps sont doubles.

(***) Ces chiffres se rapportent à des chaudières ovales : le plus faible indique la largeur, le plus fort la hauteur.

DANS LES CENDRIERS.
à bord des paquebots de la Compagnie Générale Transatlantique.

ETITE.	VILLE DE BREST, VILLE DE BORDEAUX, VILLE DE ST-NAZAIRE.	VILLE D'ORAN, VILLE DE BONE.	EUGÈNE PEREIRE.	DUC DE BRAGANCE.	VILLE D'ALGER, MARÉCHAL BUGEAUD.	LA TOURAINE.	LA NAVARRE.	GÉNÉRAL CHANZY.
86	1887-88	1888	1888	1888	1889	1889	1890	1891
font ffées	2 D	3 S	4 { 2 D 2 S	4 S	4 S	9 { 6 D 3 S	4 D	4 S adossées
30	3 ^m ,80	4 ^m ,15	3 ^m ,80	4 ^m ,10	4 ^m ,20	4 ^m ,50	4 ^m ,50	4 ^m ,20
07	6 ^m ,30	3 ^m ,20	5 ^m ,07 2 ^m ,65	3 ^m ,48	3 ^m ,55	6 ^m ,20 3 ^m ,20	6 ^m ,55	3 ^m ,75
ont ffées	8	6	12	12	12	45	24	12
80 ^{mm}								
55 ^{mm}	50 ^{mm} -56 ^{mm}	55 ^{mm} -60 ^{mm}	50 ^{mm} -55 ^{mm}	55 ^{mm} -60 ^{mm}	55 ^{mm} -60 ^{mm}	55 ^{mm} -61 ^{mm}	55 ^{mm} -61 ^{mm}	55 ^{mm} -60 ^{mm}
45 ^{mm}								
90	2 ^m ,45	2 ^m ,35	1 ^m ,90	2 ^m ,58	2 ^m ,62	2 ^m ,35	2 ^m ,50	2 ^m ,77
180	14 ^m ,30	12 ^m ,75	25 ^m ,50	25 ^m ,50	25 ^m ,50	104 ^m	57 ^m ,60	26 ^m ,50
	"	"	22 ^m ,00	21 ^m ,50	20 ^m ,80	"	"	22 ^m ,00
9 ^m	645 ^m	544 ^m	750 ^m	774 ^m	820 ^m	3123 ^m	1760 ^m	846 ^m
98	2 ^m ,88	3 ^m ,03	4 ^m ,32	3 ^m ,296	3 ^m ,456	14 ^m ,90	7 ^m ,94	3 ^m ,43
94	"	"	"	"	"	"	"	"
14	2 ^k ,67	2 ^k ,50	3 ^k ,13	2 ^k ,66	2 ^k ,42	3 ^k ,48	3 ^k ,28	2 ^k ,36
	"	"	"	"	"	"	"	"
	120 ^k	118 ^k	106 ^k	95 ^k	95 ^k	100 ^k	100 ^k	90 ^k
	"	"	"	"	"	"	"	"
	595 ^k	500 ^k	545 ^k	620 ^k	580 ^k	725 ^k	725 ^k	582 ^k
	"	"	"	"	"	10 000 ^{cha}	4552 ^{cha}	"
cha	2647 ^{cha}	2100 ^{cha}	3545 ^{cha}	3250 ^{cha}	3250 ^{cha}	12 000 ^{cha}	6600 ^{cha}	3948 ^{cha}
	"	"	"	"	"	3 ^{cha} ,22	2 ^{cha} ,58	"
66	4 ^{cha} ,10	3 ^{cha} ,60	4 ^{cha} ,73	4 ^{cha} ,20	3 ^{cha} ,96	3 ^{cha} ,90	3 ^{cha} ,75	4 ^{cha} ,68
	"	"	"	"	"	96 ^{cha}	79 ^{cha}	"
ha	185 ^{cha}	165 ^{cha}	139 ^{cha}	128 ^{cha}	128 ^{cha}	116 ^{cha}	115 ^{cha}	150 ^{cha}
000 ^{mc}								
000 ^{mc}	2 de 20 000 ^{mc}	3 de 10 000 ^{mc}	2 de 20 000 ^{mc}	2 de 20 000 ^{mc}	2 de 10 000 ^{mo} 2 de 20 000 ^{mo}	4 de 20 000 ^{mc} 4 de 25 000 ^{mo}	4 de 40 000 ^{mc}	4 de 20 000 ^{mo}

Discussion du Mémoire de M. Daynard.

M. NORMAND fait remarquer que les premières applications du tirage forcé en cendriers fermés sont bien antérieures aux travaux de M. Audenet et de M. Howden; le premier torpilleur livré par Thornycroft à la Norvège en 1876 était pourvu d'un dispositif de cette nature, et le chantier Schichau l'a employé dès 1880 sur tous ses torpilleurs. En outre, il y a une différence radicale entre le système Howden et celui de la Compagnie Transatlantique, car Howden cherche, avant tout, à réchauffer l'air qui doit servir à la combustion du charbon.

M. DAYMARD considère que le chauffage de l'air ne donne pas un bénéfice comparable à l'encombrement qui en résulte. Il ajoute qu'en parlant de la date du brevet de M. Audenet, il a seulement voulu établir que l'auteur et son émule anglais ont travaillé la même question à peu près dans le même temps et sans avoir connaissance ni l'un ni l'autre de ce qui se passait de l'autre côté du détroit.

Le soufflage en cendriers fermés remonte encore bien plus haut que ne l'a dit M. Normand : la discussion qui s'est élevée entre les deux inventeurs anglais Howden et Fothergill a en effet conduit le premier à découvrir que vers 1820, les frères Stevens, de Chicago, avaient employé ce système de tirage forcé concurremment avec les deux autres dispositions connues, tirage par aspiration dans la cheminée et chambre close. Le tirage forcé est donc presque aussi ancien que la machine à vapeur elle-même.

Le Président, se référant à ce qu'il a déjà dit sur la concurrence américaine, remercie M. Daynard de son intéressant Mémoire, et le félicite des efforts qu'il fait pour améliorer le rendement économique des appareils moteurs sur les paquebots de la Compagnie Transatlantique.



QUELQUES POINTS CONCERNANT LES CUIRASSÉS,

PAR M. E. WEYL.

Je ne me propose pas de traiter toutes les questions qui touchent aux cuirassés; elles sont si multiples que les limites qui me sont assignées seraient amplement dépassées si je tentais de le faire; toutefois, l'année qui vient de s'écouler a été marquée par de tels accidents que le monde maritime s'est vivement préoccupé des conditions d'établissement des cuirassés, surtout de ceux de grand tonnage.

Je ne discuterai pas ici les raisons qui militent en faveur du cuirassement; à tout considérer, le canon reste de tous les engins d'attaque le plus simple et le plus facile à manier; mais, comme sa puissance a augmenté récemment dans des proportions si considérables que les nouvelles pièces ont des portées et des pénétrations à peu près doubles de celles d'il y a dix ans, quelques-uns estiment que toute cuirasse, à moins qu'elle ne soit d'une grande épaisseur, doit être proscrite et qu'il faut y renoncer autre part que sur des navires capables de supporter les très lourdes armures. A cela on peut faire remarquer d'abord que les progrès du blindage sont énormes et qu'il ne faut pas juger la protection du cuirassé de l'avenir d'après le genre de cuirasses que nous mettons sur les navires commencés ou en achèvement à flot; que de plus on ne doit pas tabler dans la pratique d'après les résultats du polygone. Néanmoins, on peut admettre que couvrir les petites pièces avec des plaques de quelques centimètres d'épaisseur est une pratique qu'on ne doit pas recommander : une telle protection est illusoire et plutôt dangereuse qu'efficace en raison des éclats de l'abri. Mais ces réserves faites sur des détails du cuirassement, on doit ajouter que toutes les marines construisent des cuirassés, et à ceux qui les critiquent, on peut demander comment ils entrevoient la lutte sur mer entre des navires blindés et des bâtiments sans protection. Ils dotent ces derniers, il est vrai, d'une très grande vitesse afin qu'ils puissent accepter ou refuser le combat; n'est-ce pas à la dernière alternative que les bâtiments sans protection auraient recours? Leur solution est donc négative.

Mais ce qui sert parfois les adversaires des cuirassés, ce sont les désastres

dans le genre de celui de la *Victoria*; du même coup, une grande marine a perdu un vaillant équipage et un navire qui a coûté une énorme somme d'argent, quelque chose comme 25 millions de francs. Et si l'on se rappelle que la catastrophe de la *Victoria* a été précédée de l'échouage du *Howe*, que pendant cinq mois on a travaillé à remettre ce dernier bâtiment à flot; que le *Sultan* avait eu un pareil destin quelques années auparavant; qu'un coup d'éperon avait coulé le *Vanguard*, que l'infortuné *Captain* avait disparu dans les mêmes conditions que la *Victoria*, on ne peut s'empêcher de regretter que le progrès des engins de guerre nous oblige à construire des navires à grand déplacement, partant coûtant si cher que leur prix est presque égal au budget d'un petit État. Mais ces regrets manifestés, tout le monde les partage, il n'en reste pas moins vrai qu'on se trouve en présence d'un problème qui manque d'élasticité si l'on tient à mettre à flot un navire capable d'affronter la lutte avec les bâtiments similaires de l'étranger. On peut dire, d'ailleurs, qu'il en est de cette question de déplacement comme du désarmement; personne ne veut en prendre l'initiative et personne ne la prendra, étant donné l'état de paix armée de l'Europe. Il y aurait plutôt même tendance à augmenter le déplacement qu'à le réduire; les Anglais en donnent l'exemple : ils ne se contentent plus des 14150 tonnes de leurs cuirassés (ils sont au nombre de huit) type *Royal Sovereign*; avec le *Majestic* et le *Magnificent*, ils arrivent à 14900 tonnes. Les Italiens, qui leur avaient montré la voie, reculent maintenant pour des raisons sur lesquelles il est inutile d'insister; mais toutes les autres puissances se maintiennent dans les 12000 tonnes, au grand regret des ingénieurs qui ne savent comment donner satisfaction aux exigences nombreuses de toutes les parties de l'armement. On veut, en effet, de grandes vitesses, un grand rayon d'action, de l'artillerie de rupture, des masses de canons de moyen et petit calibre, des torpilles, un éperon, une protection sérieuse, une savante distribution de la coque, et tout cela avec le déplacement le plus petit. Le problème n'est pas aisé à résoudre.

J'ai hâte d'arriver à la *Victoria*. Nos voisins d'outre-Manche avaient certainement toute confiance dans ce type, et cependant il a disparu dans des conditions lamentables qui ont déroulé toutes leurs prévisions. Qu'à la suite d'une fausse manœuvre, d'un abordage, un navire reçoive un coup d'éperon, qu'il s'enfonce sous le poids d'une énorme surcharge d'eau, qu'il sombre, rien en cela n'étonne les gens du métier! Quelques savantes combinaisons qu'on invente pour rendre le navire insubmersible, il peut faire des avaries qui le mettront en péril et qui amèneront une fin prématurée. Aussi nous nous rendons très bien compte des dangers que court un bâtiment pendant un combat; nous le voyons éventré par des projectiles, disloqué par des torpilles, enfoncé par l'éperon; nous le voyons disparaître, mais qu'il se retourne la quille en l'air à la suite d'un abordage, voilà qui est stupéfiant. La *Victoria* avait été touchée à l'avant de sa tourelle de chasse; hors la grande brèche faite par l'éperon du *Camperdown*, aucun de ses organes essentiels n'était com-

promis; cependant elle enfonce au point d'immerger son pont, puis l'eau envahit la batterie par les sabords de tribord, par les portes de la traverse cuirassée et de la tourelle, et instantanément elle culbute la quille en l'air! On a pu faire de nombreuses hypothèses sur la position et le nombre de ses avaries, mais, les plans du navire en mains, il est difficile d'arriver à une certitude sur les causes qui ont véritablement déterminé la catastrophe. Toutefois en acceptant, ce qui est logique, les conclusions du rapport de l'éminent M. White, ne peut-on présumer que si la *Victoria* avait été construite d'après nos idées, si elle avait été bien défendue de l'avant, la catastrophe eût été moins terrible; la majeure partie de l'équipage eût pu se sauver tout au moins.

La question à vider serait donc, si elle ne l'était déjà, entre le cuirassé haut et le cuirassé bas; le premier a des qualités nautiques que n'a pas le second; celui-ci, on le sait, dans les gros temps perd beaucoup de sa vitesse en raison du choc des lames qui balayent sa plage et viennent battre la tourelle ou le brise-lames; si, maintenant, grâce à sa plage, au peu de hauteur de l'œuvre-morte à l'avant, il est dangereux au point de vue de la stabilité transversale, le type est nécessairement condamné. Il serait intéressant d'avoir sur ce point l'opinion des excellents ingénieurs qui font partie de la réunion.

Quelques personnes ont incriminé à la première heure le cloisonnement longitudinal; or il n'en existait pas à la partie atteinte de la *Victoria*; néanmoins la catastrophe de ce cuirassé a appelé l'attention sur les dangers que peut courir un bâtiment quand des masses d'eau considérables affluent d'un seul côté du navire, sans écoulement possible de l'autre côté. Ne donnera-t-il pas alors une inclinaison capable de compromettre sa stabilité? Il y a là un péril qu'il faudrait pouvoir conjurer et qui démontre que la division en compartiments étanches, telle qu'on la conçoit aujourd'hui, n'a pas encore dit son dernier mot. Néanmoins, je ne crois pas qu'on puisse jamais réaliser la sécurité absolue contre tous les accidents de mer, mais le système de protection actuel du navire est encore perfectible et doit préoccuper les constructeurs.

Je voudrais aussi appeler l'attention de la réunion sur le mode de protection du commandant. Depuis qu'il existe des navires cuirassés, on a jugé indispensable d'abriter le commandant, l'appareil à gouverner et les organes de communication avec l'intérieur dans une tour blindée, le blockhaus. Or, qu'on interroge ceux qui seraient appelés à aller au feu, enfermés dans cet abri, tous déclarent que, en ces conditions, manœuvrer serait impossible, qu'ils s'empresseraient de quitter le blockhaus pour diriger leur bâtiment. Pour cette raison, on ménage sur les nouveaux navires des postes de manœuvre dans la mâture, mais là les commandants seront exposés aux coups de la petite artillerie. Incontestablement, leur position, si peu sûre qu'elle sera, vaudra mieux encore que l'abri du blockhaus. Or, s'il en est ainsi, à quoi sert de charger l'avant du navire d'un poids très considérable? Ne vaudrait-il pas

mieux supprimer le blockhaus purement et simplement, à moins de trouver un tracé d'abri convenant mieux aux nécessités du combat? En ce qui concerne ce point particulier, je crois qu'on peut formuler ainsi les conditions auxquelles doit satisfaire la protection des commandants : 1° il faut qu'elle soit efficace; 2° que de leur poste ils puissent découvrir presque tout l'horizon; 3° qu'ils puissent se porter d'un bord à l'autre; 4° qu'il leur soit possible d'établir des communications « à la voix » avec la grosse artillerie, les machines et le gouvernail.

Les blockhaus, tels qu'ils sont construits, ne se prêtent nullement à ces *desiderata*; ne serait-il pas tout au moins judicieux, puisque tout le monde en critique les arrangements, de chercher un nouveau dispositif? Il est certain que, quel qu'il soit, celui-ci ne donnera pas satisfaction à toutes les exigences du navire, mais le tout est de savoir si de nouveaux tracés n'auraient pas de moindres inconvénients que celui qui est adopté. Nous ne vivons en marine que de compromis.

Autre point contre lequel on ne saurait trop se mettre en garde, c'est l'excès des petits appareils mécaniques dont on tend à encombrer nos bâtiments. On résout un tas de petits problèmes avec une élégance qui prouve en faveur de la fertilité d'invention de tous ceux qui ont une part dans l'aménagement de nos bâtiments; mais le manque de robustesse de ces appareils devrait faire réfléchir à ce fait, qu'ils ne résisteraient pas à la violence d'un coup de canon qui frapperait à quelque distance.

Malheureusement ou heureusement, comme on le voudra, les combats maritimes de ces dernières années ne nous fournissent aucun enseignement dont nous puissions tirer profit; toutefois, quand on étudie le brillant fait d'armes accompli par le capitaine de vaisseau Bory, au Meinam, avec des instruments aussi imparfaits que l'*Inconstant* et la *Comète*, on ne peut s'empêcher de constater que la qualité des équipages, la vigueur du commandement restent toujours les principaux facteurs de la victoire. Des armes médiocres entre les mains d'hommes de grande valeur rendent plus de services que les engins les plus perfectionnés confiés à des hommes sans expérience et sans esprit militaire. Et comme l'action du chef sur ceux qui sont sous ses ordres est un gage de succès, il importe de la faciliter par tous les moyens possibles; aussi pour cette raison doit-on aménager le navire de telle façon que les principaux organes de l'attaque soient toujours sous l'œil du commandement ou en communication assurée avec lui. Il faut que l'âme de celui qui conduit le navire dans les circonstances périlleuses soit en contact intime avec celles de tous ceux qui doivent exécuter ses ordres; c'est alors seulement que l'outil de combat est une unité redoutable et qu'on obtient de lui le maximum de rendement.

Le problème est évidemment difficile à résoudre sur les bâtiments modernes, étant données les nécessités de la défense; néanmoins il est de ceux qu'on peut résoudre d'une façon relativement satisfaisante, à condition qu'on

sache faire la part des véritables nécessités du combat. Nous cherchons à rendre nos navires insubmersibles et à peu près invulnérables; l'insubmersibilité absolue est un objectif qui défie toutes les prévisions : exemple la *Victoria*, le *Howe*, le *Sultan*, le *Vanguard*, le *Captain*; quant à l'invulnérabilité des équipages, elle ne peut être que relative. Les combats sur mer entre adversaires d'égale valeur ont toujours été très meurtriers, et c'est faire de la sentimentalité que de chercher à dépasser une certaine limite de protection; il est même dangereux d'y songer pour certains parages du navire, surtout quand pour l'atteindre on sacrifie quelque chose du contact nécessaire entre le chef et son équipage. Fions-nous donc plus à la machine humaine que nous ne le faisons, facilitons à bord les relations simples entre tous les services, devrions-nous sacrifier quelque chose à la protection absolue.

Je conviens volontiers qu'il est plus aisé de formuler ces nécessités du combat sur mer que de trouver la solution; cependant, si l'on avait toujours présent à l'esprit le seul objectif qui permette de défendre les constructions coûteuses, telles que les grands cuirassés, on éviterait bien des erreurs. C'est aux marins à formuler leurs *desiderata*, à les établir nettement; cela fait, les constructeurs et les artilleurs doivent se mettre à l'œuvre pour construire des navires, des canons et des affûts qui remplissent exactement les conditions requises par ceux qui ont le redoutable honneur de s'en servir. Mais je ne m'étendrai pas sur ce point; pour le traiter à fond, il faudrait étudier l'organisation tout entière du Ministère de la Marine. Je me contenterai toutefois de rappeler un fait qui est tout récent. On se plaint beaucoup de l'énorme superstructure du *Magenta*, et d'après des renseignements très dignes de foi, elle n'a été inventée que pour protéger les embarcations; je me garderai bien de discuter le combat sur mer, mais ne m'est-il pas permis de m'étonner de cette singulière opinion — elle a dû exister — à savoir que, dans une lutte sérieuse, la superstructure ne serait pas criblée, hachée en toutes ses parties? Elle ne protégerait certainement rien; mais là n'est pas seulement la question : l'escadre de la Méditerranée, qui est notre grande école de guerre, estime qu'avant d'appareiller pour marcher à l'ennemi elle devrait se débarrasser de tous ses *impedimenta*, et en premier lieu de la plupart de ses canots. D'ailleurs n'est-ce pas pour cette raison qu'on prévoit sur les navires de combat l'embarquement d'un certain nombre de canots Berthon? Pourquoi alors cette énorme superstructure?

Discussion du Mémoire de M. Weyl.

Répondant à M. Weyl, M. DORÈRE remarque, en passant, que la perte du *Victoria* et celle du *Captain* ne peuvent conduire aux mêmes conclusions pratiques, car l'un a cha-

viré après abordage (*avec sa coque défoncée*) et l'autre a sombré sous voiles (*avec sa coque intacte*). Il fait observer en second lieu que le fait mentionné par M. Weyl, à savoir que le *Victoria* a chaviré avant de couler, s'explique assez naturellement par la suppression de toute stabilité du moment où le navire a commencé à être envahi par l'eau : le danger de chavirer précédera ainsi, bien souvent, celui de couler la quille en bas. Passant à la question des cuirassés hauts et des cuirassés bas, M. Doyère trouve que le problème ne se présente pas sous une forme aussi nette : au point de vue de la navigation courante, les œuvres mortes développées peuvent avoir des avantages, bien qu'en réalité les qualités nautiques tiennent à une foule d'autres causes; mais, si l'on envisage les choses au point de vue du *combat*, qui est la destination naturelle des navires de *guerre*, les œuvres mortes doivent être considérées comme destinées à être rapidement hachées par le feu de l'ennemi et le cuirassé haut ne sera plus alors, au point de vue de la stabilité, qu'un cuirassé bas, trop chargé dans les parties hautes.

Au sujet des cloisons longitudinales, M. Doyère signale l'intérêt qu'il pourrait y avoir, dans certains cas, à établir de larges communications à travers les doubles-fonds, entre deux soutes latérales symétriques, si elles ne sont pas trop grandes; leur remplissage, en cas d'avance, se produirait ainsi sans provoquer une bande dangereuse ou tout au moins gênante. Sur la question des blockhaus, il fait ressortir la difficulté de satisfaire à tous les *desiderata* formulés par M. Weyl, *desiderata* qui d'ailleurs ne diffèrent pas essentiellement de ce qu'on s'efforce de réaliser en général.

En ce qui concerne les différents mécanismes dont la complication est critiquée par M. Weyl, il montre qu'un grand nombre d'entre eux sont une conséquence forcée des nécessités du service et des exigences du combat. Il faut éviter l'excès, mais, quoi qu'on fasse, un grand bâtiment de guerre sera toujours quelque chose de très compliqué, et il restera toujours une foule de machines indispensables, à défaut desquelles il faudrait employer un grand nombre de bras : l'équipage ne pourrait les fournir et d'ailleurs la machine humaine n'est pas plus à l'abri des projectiles qu'un engin mécanique.

M. Doyère doute que l'action incessante du commandant sur tous les services du bord soit possible sur un grand navire pendant le combat et estime que, pour éviter le désarroi, il convient d'attribuer à l'avance à chacun, dans sa sphère, une large part d'initiative.

Enfin il se demande s'il est bien exact que les superstructures du *Magenta* n'aient été installées que pour protéger les embarcations.

En réponse à M. Doyère, M. WEYL fait remarquer qu'il n'a fait aucune comparaison entre les conditions de chavirage du *Captain* et de la *Victoria* : il s'est contenté de citer un fait. Relativement aux cuirassés hauts et aux cuirassés bas, il rappelle que les Anglais ont abandonné le dernier type au profit du premier et il ajoute que, jusqu'à présent, on n'a pas encore construit de cuirassé bas donnant satisfaction aux marins. Quant à la protection des commandants, le système actuel est l'objet des critiques de tous les officiers. Enfin, en ce qui concerne les engins mécaniques auxiliaires, il estime qu'on a été trop loin dans la voie de leur emploi et qu'il y aurait grand avantage à s'en priver plus qu'on ne le fait.

L'amiral SERRAS considère qu'au point de vue de la guerre maritime on a commis deux erreurs : la substitution des croiseurs rapides aux cuirassés, et la recherche d'une grande vitesse pour les cuirassés. Les escadres seules peuvent tenir libres les routes de la mer, et dans les combats d'escadre la vitesse ne compte pas, parce qu'une escadre doit régler son allure sur les plus lents de ses navires; elle ne peut pas prendre chasse devant une escadre ennemie, sous peine de sacrifier les mauvais marcheurs qui figureront toujours

dans son effectif. Donc, lorsque deux escadres seront en présence, elles devront combattre, et c'est cette considération qui doit guider le choix des qualités à assurer aux navires de combat.

M. NORMAND remarque que, dans l'abordage du *Victoria* avec le *Camperdown* et dans d'autres circonstances, l'éperon a mis en péril le bâtiment qui le portait, et il se demande s'il n'y aurait pas intérêt à remplacer cette arme dangereuse par une torpille pouvant être rendue à volonté inerte ou offensive.

M. DAYMARD répond que cette question a déjà frappé les hommes compétents et qu'avant 1870 on s'en est préoccupé dans la Marine, mais sans arriver à une solution satisfaisante. Puis il parle du cloisonnement des navires de combat, que l'on rend la plupart du temps inutile par les nombreuses portes étanches que l'on perce dans les cloisons sous prétexte des nécessités du service : comme c'est pendant le combat que la rapidité du service doit surtout être assurée, il en résulte que les portes restent ouvertes et créent un danger.

La discussion est close après un nouvel échange d'idées entre MM. Weyl et Doyère, auquel prennent part plusieurs membres.





NOTE

SUR

LES TRAVAUX DE DÉGLAÇAGE DANS LES ESTUAIRES

FLUVIAUX ET MARITIMES,

PAR M. MAURICE DIBOS,

Ingénieur.

Depuis 1870-1871, soit une période de vingt-trois ans, nous avons pu constater avec nos contemporains que les saisons hivernales tendent à apporter sur nos régions, tempérées jusqu'alors, des rigueurs toutes spéciales de température amenant la congélation presque bi-annuelle, partielle de certains estuaires maritimes, totale de nos fleuves et rivières, le thermomètre oscillant dans la plupart des cas entre -10° et -27° , soit -17° en moyenne pour les contrées s'étendant jusqu'au 40° de latitude Nord.

Le froid peut durer longtemps; ainsi, à Paris :

En 1870-1871 cette durée fut de douze jours de gel ininterrompu.

En 1871-1872 cette durée fut de vingt et un jours de gel ininterrompu.

En 1879-1880 cette durée fut de vingt-huit jours de gel ininterrompu.

En 1890-1891 cette durée fut de vingt jours de gel ininterrompu.

En 1892-1893 cette durée fut de seize jours de gel ininterrompu.

Pour ne citer que ces périodes remarquables.

Sans entrer ici dans des appréciations développées sur les sources possibles de ces perturbations météorologiques que nous pensons pouvoir attribuer au refroidissement progressif de l'écorce du globe et aux productions sur le disque solaire de grandes taches pendant le solstice d'hiver, nous chercherons dans cette Note à réunir les moyens les plus convenables pour arriver à frayer aux navires et bateaux des chenaux ou bassins de largeur suffisante pour leur passage à travers les glaces ou leur liberté de manœuvre, pour débarrasser les estuaires maritimes, l'embouchure des fleuves, des dangereux obstacles que créent aux navigateurs le charriage des glaçons et les embâcles

qu'ils produisent sur les parcours ou embouchures de ces fleuves, ou dans les ports situés sur ces parcours, ou à proximité de ces embouchures.

Sur maints endroits de notre pays les voies navigables intérieures sont sillonnées aujourd'hui aussi bien par des navires que par des bateaux de rivière, et c'est à ce double point de vue de fréquentation nautique que nous essayons de nous placer, afin de donner quelques indications techniques et pratiques aux marins et mariniers dont les bâtiments peuvent être surpris par le gel, soit en cours de route, soit en stationnement.

On sait que, immédiatement en dessous de zéro, a lieu la formation de la glace à la surface de l'eau recouvrant de faibles profondeurs. Si les couches d'air sont calmes et le courant à peu près nul, ce qui arrive dans les biefs de faible retenue, on voit de longues aiguilles partant des berges, des piles de pont, des quais, de la ligne de flottaison des bateaux mouillés ou amarrés, s'étendre et s'entre-croiser de toutes parts en s'ajoutant les unes aux autres; les vides existants entre ces aiguilles disparaissent sous la solidification progressive, et une mince couche de glace ne tarde pas à recouvrir toute la surface du plan d'eau. Cette couche s'épaissit de plus en plus sous l'influence du gel et présente aux yeux de l'observateur une surface parfaitement polie et transparente.

Si au contraire les effets de la congélation ont lieu par légère brise ridant la surface liquide, de petits cristaux s'entre-croisent; une sorte de mixture pâteuse sous forme de neige à moitié fondue recouvre alors la surface du plan d'eau. Dans ces conditions, une fois la solidification accomplie, la surface glacée est opaque et rugueuse.

Les rivières et fleuves de 3^m à 8^m de profondeur ne se congèlent guère, d'après ce que nous avons pu observer, qu'à des températures atteignant — 10° à — 15° environ. Dans les eaux immobiles de 10^m de profondeur moyenne, telles que celles des bassins à flot, il peut parfaitement se faire que par suite d'un froid intense amené par un vent de nord ou de nord-est, la solidification, déjà en partie constituée, s'opère dans l'intervalle d'ouverture des portes, d'une marée à l'autre, et que la glace ait atteint, au moment des possibilités d'entrée et de sortie des navires et bateaux, une épaisseur telle que les mouvements de port en soient sinon totalement interrompus, tout au moins tellement retardés que la sécurité, notamment des entrants obligés à mouiller dans l'avant-port ou de regagner la rade, puisse en être compromise.

La Marne, la Saône, l'Yonne, la Meuse, la Loire et la Seine ne se solidifient guère, d'après ce que nous avons noté, que vers des températures oscillant entre — 12° et — 14°. Ces rivières et fleuves charrient toutefois bien avant, soit vers — 4° à — 6°. Antérieurement à l'envahissement par la congélation de toute la largeur du cours d'eau, il s'est formé de multiples blocs de glaces de volumes et de surfaces divers, que le courant charrie et qui flottent en vertu de leur

moindre densité. On sait que l'eau douce présente cette particularité d'un maximum de densité à la température de $+4^{\circ}$. Si le liquide, par suite d'une cause quelconque, se refroidit par la surface, il gagne le fond jusqu'à ce que toute la masse d'eau ait acquis cette même température de $+4^{\circ}$. A compter de cet instant, les couches conservent leurs positions : les plus froides constamment placées à la partie supérieure ; il semble ainsi que le phénomène du gel paraisse devoir toujours se produire par la surface libre.

Au contraire, par suite de la salure et de l'agitation de l'eau de mer, la congélation se trouve retardée, et le gel ne se produit guère que dans les passes resserrées, dans les baies ou estuaires, ou près des côtes. Les sels marins, en effet, abaissent en même temps la température de congélation et celle du maximum de densité et cette dernière beaucoup plus vivement que la première. Aussi, à la mer, les glaces s'y forment-elles surtout par le fond.

Plus les glaces se multiplient, plus leurs dimensions et leur volume augmentent de toutes parts par la solidification de nouvelles couches liquides venant s'ajouter au noyau primitif. Comme le lit du cours d'eau se trouve de plus en plus envahi, la marche des glaçons, se heurtant les uns aux autres et aux obstacles naturels ou artificiels existants, est de plus en plus ralentie. A un moment donné, une partie de glaçons s'arrête, et l'immense convoi glacé stoppe à son tour. Le froid finit de souder les uns aux autres tout cet amas de glaçons stationnaires, et le fleuve ou la rivière se trouve pris.

La navigation, qui a été très pénible au fur et à mesure de l'accentuation du charroi des glaces, se trouve, du fait de la prise du cours d'eau, totalement arrêtée.

Pour retarder le moment de l'embâcle, on essaye généralement, dans les rivières et fleuves canalisés, de faire des mouvements de barrages ou d'écluses, en élevant ou abaissant le plan d'eau. On réussit souvent à gagner ainsi un ou deux jours sur la congélation totale du cours d'eau, mais sans qu'il puisse en résulter un avantage bien marqué pour la navigation, qui a cessé tacitement bien auparavant.

L'huile *minérale* de pétrole, déversée dans le cours d'eau, le bassin, ou l'estuaire pourrait être de très bon appoint pour retarder la congélation ; mais comme il y a à craindre les terribles effets d'inflammation par imprudence ou cause accidentelle, toujours possibles, de cette huile qui surnage, on ne peut préconiser son emploi que dans les parages lointains ou peu fréquentés, ou dans des endroits endigués de toutes parts, et en installant un service de surveillance rigoureuse de tous les instants.

Dans les ports de l'Océan, on ouvre les bassins de chasse afin de débâcler les chenaux, l'avant et l'arrière-port, car, par les fortes gelées de -15° à -20° , les mouvements d'abaissement et d'élévation quotidiens de l'étiage par la marée, ne suffisent pas toujours à débayer les glaces qui, principalement dans l'arrière-port, s'y maintiennent en *icefeld*, s'élevant et s'abaissant sur place avec le flot et le jusant.

On a cru longtemps que les glaces se formaient toujours à la surface de l'eau. Brauns, Desmarets et Daguin tombent d'accord au sujet de la théorie suivante : « Quand il fait grand froid, l'eau descend à une température inférieure à 0° jusqu'au fond, par suite des mouvements qui en mélangent toutes les parties. Le fond lui-même prend donc aussi cette température. Cependant, la congélation ne se fait pas à cause de l'agitation des molécules de l'eau. Mais le liquide emprisonné entre les graviers et les débris de diverses sortes de fond se trouve dans un repos qui lui permet de se congeler. Les parcelles de glace ainsi formées servent de noyaux autour desquels la congélation continue, de manière que les glaçons s'accroissent en soulevant l'eau de la rivière ou du fleuve...

« Les glaçons sont retenus sur le fond, soit parce qu'ils sont soudés aux parties fixes, soit parce que les graviers qu'ils retiennent les surchargent suffisamment. Quand le glaçon est assez épais pour que la poussée du liquide puisse le soulever, il monte à la surface » (1).

Il nous a été donné de constater souvent *de visu* l'exactitude de cette théorie. Beaucoup de glaçons de fond portent d'ailleurs des traces non équivoques de leur origine de formation par les graviers, les herbes, algues, la vase, ou les coquilles qu'ils renferment et entraînent avec eux au moment où, s'arrachant du fond, ils montent à la surface. On peut voir, après le départ de ces glaces du fond, leurs contours nettement tracés sur le fond, qui paraît dragué à l'emplacement qu'elles occupaient.

La consistance de ces glaçons est relativement faible encore; c'est plutôt un amalgame de cristaux de glace et d'impuretés : vase, gravier, sable, herbes, boue, coquilles, séparé par de l'eau liquide, d'où le nom populaire de *Bousin* qui leur est décerné.

Pendant l'hiver, aux périodes de gel succèdent des périodes de dégel complet et momentané; dans ce dernier cas, les portions congelées des fleuves et rivières se disloquent, et, sous l'action du courant, les blocs de glace disjointes se remettent en marche, s'amoncelant s'ils rencontrent un obstacle qui les arrête ou les maintienne. Ces haltes accidentelles de la masse glacée en mouvement font ainsi courir de graves dangers de bris et d'inondation aux riverains, aux navires et bateaux placés en aval du courant. Arrêtés ainsi et pressés les uns contre les autres, les glaçons finissent par n'en plus former qu'un seul par suite du phénomène connu du regel, créant une barrière menaçante et formidable. En se reportant à l'expérience de Tyndall, on peut ainsi expliquer le phénomène du regel par la Théorie mécanique de la chaleur. Si l'on réchauffe un morceau de glace, on en transforme une partie en liquide qui diminue d'autant son volume. Or si, par une action mécanique telle que la compression, on produit, ou il se produit, ce dernier effet, le calorique à fournir pour obtenir la fusion est donc réduit dans une proportion

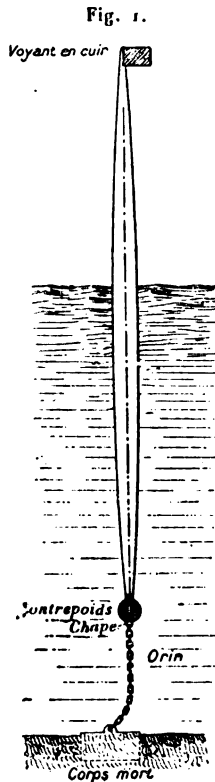
(1) DAGUIN, *Traité de Physique*, t. II.

correspondante. On peut déduire de ce qui précède que, à la température de la glace fondante et par le phénomène du regel, il peut néanmoins se former des embâcles d'une égale résistance aux embâcles constituées par le phénomène du gel aux températures inférieures à 0° .

La débâcle s'effectue soit lorsque la température s'élève, soit lorsque de fortes pluies ou des neiges augmentent le volume des eaux du fleuve ou de la rivière, ou que les marées de vives eaux se substituant à celles de mortes eaux exhaussent progressivement le niveau de la mer, dont l'agitation finira, dans les endroits non abrités, par disloquer les champs de glace et les emporter fragmentés au large avec le jusant.

Rappelons qu'à partir de $0^{\text{m}},04$ d'épaisseur la glace peut déjà porter des hommes isolés marchant sur des planches, et que, dès le moment où cette glace atteint $0^{\text{m}},12$ à $0^{\text{m}},15$ d'épaisseur, on peut y faire passer des voitures attelées.

Le charriage des glaçons sur les fleuves, notamment à leur embouchure



maritime ou dans les estuaires balisés, est un grave inconvénient pour le maintien des bouées flottantes de balisage, lesquelles résistent difficilement à l'incessant assaut qui leur est livré par les glaçons, et qui, si elles ne sont pas emportées ou détruites, chassent néanmoins sur leurs corps morts ou sur

leurs ancres, ce qui amène des confusions de route, partant des causes de sinistres possibles pour les capitaines, pilotes et patrons, induits en erreur.

On pourrait apporter un remède à cet état de choses en substituant aux bouées ordinaires et dans les embouchures des fleuves ou estuaires maritimes des régions plus susceptibles d'être rapidement embâclées, des jalons flottants composés de sapines affectant sensiblement une forme ellipsoïde très allongée : le grand axe ayant 7^m à 15^m en moyenne, et le petit axe 0^m,40 à 1^m environ.

L'extrémité du jalon, destinée à être constamment immergée, serait coiffée d'une chape à organeau sur lequel on frapperait le bout libre de la chaîne de mouillage du corps mort ou de l'ancre ; le poids de cette chaîne, ou un contrepoids convenablement calculé, maintiendrait dans une verticale constante le jalon flottant et à demi immergé. On peindrait la partie émergente du jalon d'une couleur appropriée (*fig. 1*).

Au contact du glaçon en dérive, le jalon se couchera et plongera sans résistance ni risques de détérioration et reparaitra aussitôt après le passage de la masse glacée.

Ce système est préconisé en Amérique par la « U. S. Light house Board » et pour le port d'Anvers par M. Horta, ingénieur de la Marine (¹).

Les techniciens, ingénieurs, officiers de marine ou capitaines au long cours peuvent donc être appelés à résoudre les problèmes suivants :

α. Se débarrasser des glaces sur les eaux dormantes, de façon à obtenir le plus large espace possible de nappe d'eau libre ;

β. Disloquer, sur les eaux courantes, une embâcle, et rétablir un chenal libre en vue d'assurer, sans accidents, la débâcle régulière, et de donner accès à la navigation ;

Dégager et protéger les navires et bateaux pendant l'embâcle et la débâcle.

Sans penser un instant à poser ici des règles absolues, nous examinerons ces questions sous leurs aspects les plus généraux de fréquence, et nous chercherons, guidés en cela par une certaine expérience, à fournir quelques indications pouvant être utilisées, nous l'espérons, avec fruit, pour ces travaux spéciaux.

Sur les eaux dormantes, il convient de dégager préalablement les navires ou bateaux, enserrés dans le champ de glace, et dont les coques subissent la poussée considérable en risquant de se déformer, sinon d'éprouver de graves avaries dans leurs œuvres vives, ou de se *décintrer*.

Si l'épaisseur de la glace ne dépasse pas 12^{cm} à 15^{cm} on peut l'attaquer au

(¹) *Notice sur la bouée d'hiver, American ice buoy, et son application au jaugeage des fleuves*, par M. Horta, ingénieur de la Marine, à Anvers (1892).

moyen de haches de charpentier ou de cognées, en l'entaillant par rayures perpendiculaires à l'axe du navire ou du bateau, et en dégageant peu à peu les parois du bâtiment en retirant sur le champ de glace même, au moyen d'aspects, de crocs, de barres, ou de leviers quelconques, les blocs découpés par fragments de 1^m de côté environ. On dégage ainsi tous les abords du bateau ou du navire, de façon à lui ouvrir une sorte de bassin d'eau libre qu'on entretient tel matin et soir et pendant la nuit s'il est nécessaire.

Pour briser les glaces ayant une tendance à se reformer le long des bordages du bateau, on se servira de perches terminées de préférence par l'ajut de paniers d'osier qu'on agite du bord ou en se tenant sur l'*icefield* lui-même.

Pour le découpage du champ de glace on utilise avec succès les scies à longue lame épaisse et à large voie, telles que les emploient notamment les scieurs de pierres; on fixe un manche double à l'une des extrémités de la lame, on creuse un trou dans la glace pour amorcer le trait de scie et après avoir lesté l'extrémité libre de l'instrument d'une pierre, d'un plomb de sonde, ou d'un corps pesant quelconque, on l'actionne par le mouvement ordinaire de va-et-vient. Il y a intérêt à donner à la scie une inclinaison de 20 à 30° avec le plan du champ de glace; en agissant ainsi on obtient plus de mordant, et le contrepoids tout en déterminant une pression convenable de la lame, en facilite aussi automatiquement le mouvement de descente.

On peut se servir de *poinçons* ou pinces tels que les emploient les ouvriers poseurs de rails pour riper les voies, ou de barres à mines, pour disloquer les glaçons ou les détacher par fragments du champ de glace; mais comme, par les temps rigoureux, les métaux deviennent intenables aux mains des travailleurs, et qu'avec des gants on a des difficultés de manœuvre, le mieux est de faire confectionner des pieux en bois dur de 2^m,50 de longueur maxima et de 4^{cm} de diamètre, que l'on fait ferrer par une tige pointue dans la douille de laquelle on les emmanche.

Pour des causes quelconques certaines parties des champs de glace peuvent ne point avoir la même épaisseur générale; d'autre part, les efforts exercés par les travailleurs en tête du chantier amènent des dislocations inattendues sur les bords libres des coupures du champ de glace, d'où compromission de la sécurité des hommes employés. Il conviendra donc que, du bord du navire ou du bateau, des hommes de veille aient sous la main des lignes lovées et parées à être envoyées à la demande, ainsi que des bouées. Dès que le bâtiment sera dégagé suffisamment, on pourra amener une embarcation montée, ou mettre un canot ou bachot à l'eau, qui se tiendra en tête du travail, aidera à repousser les blocs de glace et pourra porter secours immédiat s'il en est besoin.

Près des hommes sur le champ de glace on étendra des madriers ou des planches, et on disposera une ou deux gaffes. On exigera au besoin de faire capeler aux travailleurs les ceintures de sauvetage et on amarrera à ces ceintures une ligne d'une quinzaine de mètres dont le bout libre pourra faire re-

tour à bord, ou être tenu sur le champ de glace par un aide placé à plusieurs mètres en arrière.

Si autour du bateau ou du navire l'épaisseur de la glace dépasse 20^{cm}, il peut devenir nécessaire d'employer les explosifs. Toutefois cette utilisation des engins détonants est assez ardue en raison des chocs que transmet la masse glacée aux membrures du navire ou du bateau, surtout s'il est de construction métallique. Avant de se servir des poudres, on cherchera préalablement à détacher mécaniquement, à l'aplomb immédiat des bordages du navire ou bateau, une ceinture de glace de 30^{cm} de largeur environ de façon à isoler la coque le mieux qu'il sera possible du contact immédiat du champ de glace.

On se trouvera bien dans ces conditions de l'emploi de la scie (il en est de 3^m de long); on déterminera à distance une nappe d'eau libre où l'on fera glisser les blocs détachés, les premiers ayant été enfoncés sous l'eau pour déblayer le plus vite possible et donner de l'aisance aux travailleurs. A l'appui de l'emploi de la scie que nous préconisons et dont nous avons obtenu de bons effets, nous citerons un fait rapporté par le regretté amiral Pâris : « En 1855, un navire fut cerné par les glaces à Kil-Bouroum, à l'embouchure du Dnieper. Les essais de rupture à la hache furent infructueux parce que, dit l'amiral, la hache enfonçait très peu et laissait dans la rainure obtenue des fragments de glace qui amortissaient les coups suivants. Le bâtiment fut dégagé par le sciage de la glace, opéré cependant dans des conditions bien précaires, puisque faute d'engins spéciaux on se servit de lames de tôle dentelée de 3^{mm} à 5^{mm} d'épaisseur et munies à une extrémité de boulets et à l'autre d'une traverse pour la manœuvre ».

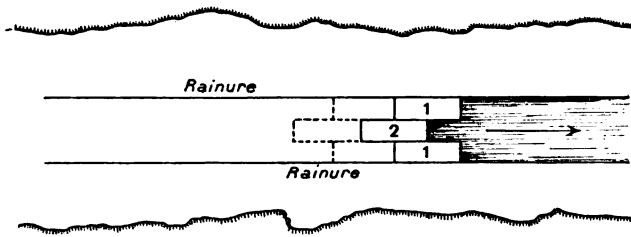
Dès que le navire, ou le bateau, sera dégagé, on maintiendra liquide l'eau ambiante dans laquelle il plonge, par les moyens d'usage, et sous une surveillance constante. Si le bateau est muni d'un moteur à vapeur, on pourra mettre les chaudières sous pression et au moyen d'un ajutage de tuyau *ad hoc* envoyer sur certains points contre les bordages mêmes des jets de vapeur qui suspendraient la congélation s'ils n'arrivaient pas à la vaincre sur diverses portions en contact immédiat avec la coque.

Pour rompre une embâcle sur les eaux courantes, il faudra chercher à établir immédiatement un chenal, que l'on tracera de préférence aux endroits où l'on constatera que la vitesse du courant atteint son maximum. L'épaisseur de la glace est généralement moindre à cet endroit. On examinera également le dispositif des rives ou quais de façon à se rendre compte des rapports d'eau plus ou moins considérables sur certains points, si le cours d'eau, ou l'estuaire, est sinueux. On se placera à l'aval pour commencer le travail de coupure. On cherchera à s'organiser de façon que les blocs, détachés, entraînés par le courant, puissent trouver une facile issue; il faut, en effet, éviter la reconstitution, plus loin, d'une autre embâcle formée elle-même des glaçons fragmentés avalants. Au besoin, on tirera à terre ces blocs suffisam-

ment réduits pour pouvoir être halés sans trop d'efforts sur la rive, par des attelages ou des équipes. Pour aider à la sortie de l'eau de ces blocs, on les fera glisser sur des madriers, des planches, des rails, des poutres, disposés en rampe douce à partir du plan d'eau. Pour haler ces glaces à terre on les entourera d'une chaîne d'une largeur convenable; c'est plus sûr et aussi rapide que les crochets-clameaux et les becs de perroquets.

Pour créer des chenaux par procédés mécaniques, on adopterait, avec succès, le dispositif suivant (*fig. 2*), qui, à notre avis, et après épreuve, nous

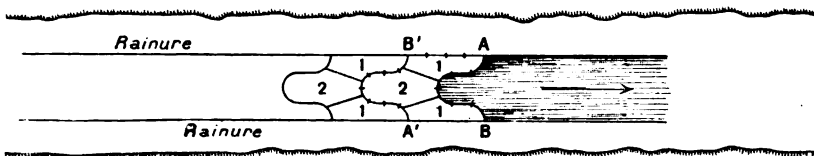
Fig. 2.



semble le plus accéléré. De chaque côté de la largeur fixée pour le chenal, parallèlement aux rives, et vis-à-vis de chacune d'elles, on pratiquera une rainure dans la glace. On entaillera ensuite le champ de glace, en cherchant à fractionner les blocs rectangulaires 1 et 1, et ensuite 2. On pousse à l'aide de gaffes ou de crocs les rectangles détachés, si le courant ne les entraîne pas lui-même, ce qui arrive le plus souvent.

Pour les chenaux où l'emploi des explosifs est indiqué, ou de grande largeur, on pourrait adopter le dispositif à fer à cheval (*fig. 3*), et placer les chapelets de cartouches suivant la ligne AB ou AB', A'B.

Fig. 3.



Il nous paraît difficile d'établir des règles mathématiques sur les largeurs à donner aux chenaux à creuser à travers les champs de glace; on ne peut que fournir des indications, les travaux à effectuer se modifiant suivant les localités, le courant, la largeur ou la sinuosité des cours d'eau ou de l'estuaire.

D'après nos remarques, nous pensons que le chenal à tracer, pour les rivières et fleuves embâclés de largeur moyenne, 60^m à 150^m, peut être de 12^m à 20^m environ; pour les fleuves et estuaires de grande largeur, 200^m à 600^m et au delà, peut être de 80^m à 150^m et plus s'il s'agit, dans les deux cas, de donner passage à une banquise semblable à celles formées en Seine, en Loire et en Saône, pendant l'hiver 1879-1880.

Ainsi que nous l'avons dit pour les eaux dormantes, les procédés de déglacage pour des épaisseurs ne dépassant pas 12^{cm} à 15^{cm} sont les mêmes sur les eaux courantes pour des épaisseurs semblables. La hache, la scie, les leviers, les barres à forer peuvent être employés avec succès.

Il y aura avantage à se servir d'une grosse embarcation, grand bachot, margotat, plate, bac, ponton, ou tout autre bateau solidement construit, dont on revêt l'avant d'une armature *ad hoc*, en doublage de bois, placée extérieurement et recouverte d'une tôle de 5^{mm} à 7^{mm} environ. On embarque un certain nombre de manœuvriers, et, de terre au moyen d'une ligne, on amène l'embarcation à l'aplomb et, contre les bords du champ de glace, en aval. Les hommes impriment à l'embarcation un mouvement de tangage en se portant de l'avant à l'arrière, et de roulis en se balançant d'un bord sur l'autre.

L'ondulation liquide qui se transmet sous la glace fait détacher les blocs en bordure. On avance l'embarcation au fur et à mesure que le champ de glace se disjoint, et des manœuvriers armés de gaffes ou de crocs aident les glaçons à prendre le fil du courant qui les emporte.

On peut aussi charger cette embarcation d'un poids quelconque ou d'hommes, et après l'avoir fait amarrer à une longue remorque sur laquelle on attelle six ou dix chevaux, on prend du champ; mettant les attelages au trot, on la lance sur les glaces qu'elle fend au choc, sur lesquels elle monte, et qu'elle disjoint par son propre poids en les écrasant.

Pendant l'hiver 1892-1893, en Marne, en utilisant cette dernière méthode alternée avec l'emploi d'une équipe de dix mariniers armés de cognées, nous avons pu creuser en vingt heures de travail, divisées en deux reprises de dix heures, un chenal de 502^m de long sur 14^m de largeur dans un *ice-field* de 13^{cm} à 15^{cm} d'épaisseur, et préserver d'une banquise d'amont de 5^m d'épaisseur, constituée en amoncellement touchant le fond et qui les aurait certainement emportés trois bateaux chargés d'un total de 780 tonnes, et d'une valeur réunie de 600 000^{fr}. Les frais de l'opération revinrent à 450^{fr}. Nous étions disposés à nous servir de charges d'explosif Favier pour le cas où, avant ou pendant la débâcle, la banquise eût eu besoin d'être fragmentée. Nous avons calculé les charges à raison de 3000^{gr} pour 1^m, 50 de profondeur moyenne, ce qui à l'explosion du fourneau nous permettait de compter sur des entonnoirs d'environ 4^m de rayon. Nous reviendrons ultérieurement sur cette question de l'emploi des explosifs et du choix de leur nature.

Dans le cas où le temps ou la possibilité manqueraient pour créer un chenal de longueur suffisante à l'écoulement convenable des glaces et que néanmoins des navires et bateaux fussent en danger, on établira à l'avant, et du bord du large de ces navires et bateaux, pour les bâtiments mouillés contre la rive, et des deux bords pour ceux placés au large, une sorte de doublage en madriers de 2^m de long sur 0^m, 04 d'épaisseur, jointifs et verticaux, dont les deux tiers de longueur seront immergés. On multipliera les amarres, qu'il y aurait avantage à établir en cordage métallique dans la proportion de une sur quatre; les cor-

dages métalliques résistant beaucoup mieux au heurt et au contact des glaçons dont les aspérités ne peuvent rien sur les torons, alors qu'avec les câbles en chanvre ces derniers sont rapidement usés, déchiquetés, et rompus par les multiples arêtes des blocs en dérive. On aura à bord des hommes de veille armés de bâtons de marine, d'espars ou de longrines permettant de repousser des glaçons. Si le bateau est à vapeur on le tiendra sous pression après avoir dégagé les glaces à l'arrière, à l'aplomb de l'hélice, de façon à permettre non pas d'évoluer, ce qui serait une superfétation, mais, si les amarres ou les câbles des ancres manquaient, de résister à l'assaut des glaces, en mettant la machine en route sur la marche avant, en vitesse s'il est nécessaire, afin d'essayer le plus longtemps possible d'éviter de tomber en travers de la débâcle, de pouvoir étaler le courant, et d'avoir le temps nécessaire de s'amarrer à terre, ou de mouiller sur câble métallique, ou double aussière.

Nous nous sommes bien trouvés, dans une circonstance périlleuse de débâcle, d'avoir fait battre à l'avant d'un bateau en danger que, le temps ayant manqué pour établir un chenal, il fallait néanmoins préserver, un éperon en bois constitué par des sapines de 20^{cm} d'équarrissage et 10^m de long fortement étré sillonnées, assemblées en forme de V, et qui flottantes à l'avant du bâtiment, et en prolongeant les bords, rejetaient de deux côtés les glaces que la débâcle venait dresser vers l'étrave de la coque en péril.

Dans des conditions semblables, pour quatre bateaux arrêtés en ligne de file et surpris par une gelée intense, — 16° (le fleuve charriant depuis 5 jours), nous fîmes battre à l'avant du bateau chef de file, et diagonalement à l'axe du bâtiment suivant un angle de 20°, une série de cinq pilots de 20^{cm} de diamètre et de 6^m de longueur (dont 1^m enfoncé dans le lit du fleuve), et espacés de 2^m,90 d'axe en axe. Nous moisâmes ces pilots par des madriers horizontaux de 0^m,04 d'épaisseur, sur 3^m de long, cloués avec pointes longues de charpentiers et formant glissières. La tête des pilots émergeait de 80^{cm} environ et la hauteur des glissières était de 75^{cm} émergés et de 52^{cm} immergés : ensemble 127^{cm}. Nous nous servîmes du pont du bateau même pour installer la sonnette, et des deux premiers pilots frappés, sur lesquels on avait édifié un tablier *ad hoc*. Par mesure de prudence toutes les têtes de pilots furent brellées avec une aussière du bord, et, des arcs-boutants constitués par deux sapines de 15^{cm} de diamètre et 9^m de longueur contretinrent les pilots 1 et 3 en prenant appui sur la berge. Le convoi fut sauvé de la débâcle qui survint six heures après l'achèvement des travaux de préservation qui avaient duré un jour et une nuit, au cours de laquelle on se servit de la lumière Wells.

L'épaisseur moyenne des glaçons en débâcle était de 20^{cm} à 25^{cm} et leur surface de 7^m à 12^m. Une fois le premier heurt passé contre la tête de glissière, ces glaçons, obéissant à la direction diagonale imprimée, dégageaient la file des bateaux, dont les équipages n'avaient qu'à veiller au moyen de barres, d'anspects, de crocs, de gaffes, etc. Les pilots et madriers avaient été pris en location, sous réserve d'effectuer le paiement total des pièces mises hors d'usage.

Avec les indemnités de ce chef, l'apport et le remport des appareils de battage, et la main-d'œuvre, cette opération revint à 788^{fr}. Ces six bateaux représentaient ensemble 1400 tonnes et une valeur réunie de 1 100 000^{fr}.

Contre les champs de glace de 0^m,75 à 1^m d'épaisseur, on pourrait se servir avec succès du choc de bateaux à vapeur construits spécialement en vue de cet emploi. Il est évident qu'il faut des navires robustes dont toute la partie avant est solidement édifiée en métal résistant, tel que l'acier. On munira ces navires de deux ou trois compartiments à eau placés à l'avant et à l'arrière, et permettant en les remplissant par des procédés extra-rapides, et en les vidant de même, de faire varier vivement et à volonté leur tirant d'eau, soit à l'avant, soit à l'arrière.

Avant que le steamer prenne son élan contre les glaces, on admet l'eau dans le compartiment arrière de manière à relever le plus possible l'avant, construit à profil courbe accentué, forme cuiller, qui peut ainsi monter sur la glace. Si, néanmoins, la glace résiste à l'élan et au choc du bâtiment, on porte, au moyen des réservoirs d'eau, le poids sur l'avant, et cette surcharge détermine la rupture de la surface congelée.

Parmi les spécimens les plus puissants de ce genre de navire, on peut citer comme type le *Murtaja*, vapeur à hélice construit à Stockholm aux usines de Bergsund pour le compte du gouvernement finlandais. Le *Murtaja* est destiné à tenir ouvert, pendant tout l'hiver, le port de Hango, où la glace atteint 0^m,70 d'épaisseur moyenne. Ce steamer-bélier a facilement raison de ces masses résistantes et manœuvre à l'aise au milieu des chocs des énormes glaçons qu'il vient de détacher. Le *Murtaja* a une longueur de 47^m entre perpendiculaires, sa largeur est de 10^m,97, son creux de 7^m,60 et son tirant d'eau arrière de 5^m,80; son déplacement est de 1070 tonnes. Une machine compound de 300 chevaux de puissance, avec condenseur à surface, lui donne son impulsion. Le navire est divisé en compartiments étanches, dont les deux extrêmes forment les réservoirs d'eau nécessaires pour le mouvement de basculement mécanique. Tout autour de la coque règne un véritable cuirassement en fer, dont l'épaisseur est de 254^{mm} à la ligne de flottaison pour descendre à 158^{mm} dans les parties basses. Dans ses travaux de déglacage contre des bancs de 0^m,70 d'épaisseur moyenne, la vitesse normale de ce vapeur était de 10 à 12 nœuds à l'heure (1).

Les chocs répétés de ces navires, outre qu'ils détachent des glaçons considérables, ont encore pour résultat de déterminer dans les champs de glace des fentes très étendues qui aident à leur dislocation générale.

Dans cet ordre d'idées, à titre de renseignements et à toutes les fins utiles, nous mentionnerons qu'en décembre 1890 le service de l'Inspection générale de la Navigation de la Seine fut prié, par la Sous-Commission de Navigation du Conseil Municipal de Paris, d'examiner s'il était possible à l'aide de ba-

(1) En Amérique, on se sert de bateaux semblables, à roues.

teaux à vapeur armaturés et en utilisant la flottille des Bateaux-Omnibus, de briser la glace formée dans la traversée de Paris, et de maintenir les résultats acquis par ces travaux de déglacage. Cette intéressante question fut étudiée avec beaucoup de soin par les Inspecteurs de la Navigation à vapeur de la Seine, de concert avec l'Ingénieur de la Compagnie des Bateaux-Parisiens.

Au point de vue de l'aménagement spécial de chaque bateau, voici les *desiderata* auxquels on s'était arrêté. La coque devait être revêtue, outre l'éperon ou armature spéciale, d'une chemise en bois de 0^m,05 à 0^m,06 d'épaisseur, émergeant de 0^m,90 et immergée de 0^m,60; ce revêtement étant indispensable pour protéger les tôles des œuvres vives contre le coincement et les arêtes des glaçons pouvant perforer ou couper les coques minces.

La solution la plus économique trouvée reposait sur un système de panneaux indépendants, de 4^m de long, rendus solidaires par des charnières, et fixés au bateau par une griffe à la partie supérieure. Des potelets d'équarrissages différents formaient cales et permettaient à la chemise d'épouser les formes du bateau. Les panneaux d'étrave étaient blindés d'une tôle de 0^m,02 d'épaisseur. La cohésion de l'ensemble était assurée par des chaînes entourant les panneaux et par des traverses placées sur le pont. Le devis approximatif de cet aménagement s'élevait à 800^{fr} par bateau, y compris l'installation d'une sorte de cage destinée à protéger l'hélice des glaçons suffisamment résistants pour provoquer la rupture du propulseur.

On rechercha le nombre de bateaux à mettre en service. Pour maintenir les chenaux libres, dans le cas où les tentatives eussent été couronnées de succès, chaque bateau eût dû limiter son champ d'action à une longueur de 500^m avec une largeur minima de rivière de 100^m. Chaque bateau eût donc eu à débayer et maintenir libre une surface de 50000^m², ce qui était bien suffisant.

La traversée de Paris, longue de 12^{km}, eût donc nécessité vingt-quatre bateaux.

Le bief entier, ayant 25^{km}, en eût réclamé 50. Or, les frais d'équipage se fussent élevés, par journée et nuit de travail réunies, à 72^{fr} plus, pour des machines de 80 chevaux environ, 2 tonnes de charbon par 24^h = 108^{fr}, plus graissage et divers 5^{fr}, soit un total de 185^{fr}. Il eût encore fallu ajouter à cette somme le prix de la location quotidienne à l'Administration municipale, soit 100^{fr}, ensemble 285^{fr} par bateau.

On établit les devis sur dix jours de gel continu, ce qui portait à 87600^{fr} pour vingt-quatre bateaux, et à 182500^{fr} pour cinquante bateaux, les frais de cette opération aléatoire, non compris le cas possible de la perte d'un de ces bateaux, d'une valeur de 50000^{fr} environ, et dont la Ville de Paris aurait été responsable.

Les conclusions du rapport des Inspecteurs de la Navigation de la Seine ne furent pas favorables à l'accomplissement de ce projet, tant en raison des frais énormes qu'il eût comportés, que pour le peu d'efficacité qu'on eût pu en attendre à cause de la forme droite des étraves des Bateaux-Parisiens qui eussent attaqué le champ de glace, de 0^m,30 d'épaisseur moyenne, en agis-

sant comme une hache gigantesque, sur une surface très réduite par conséquent, et dans le sens du maximum de résistance de la surface congelée. De plus, au point de vue manœuvre, tout virage eût été interdit au bateau, qui n'eût pu progresser qu'en suivant une ligne brisée, à angles très aigus, et en battant de l'arrière pour amorcer chacune de ces lignes. Le rapport officiel ajoute que le froid peut sévir d'une façon assez intense pour que les glaçons disloqués à l'avant se ressoudent à quelques mètres en arrière, et s'opposent au recul du bateau qui sera ainsi bloqué, inutilisable, et peut-être perdu.

Quelle que soit la méthode employée pour le tracé du chenal, celui-ci une fois formé tend, par le gel, à se barrer de nouveau. Pour éviter ce grave inconvénient, il convient d'y faire circuler un canot à avirons, un steam-launchs et, ce qui serait mieux pour les chenaux de grande largeur, un bateau à vapeur, à aubes de préférence.

Nous examinerons rapidement dans ce qui suit l'emploi des explosifs sous forme de charges superficielles et immergées, ainsi que les procédés de mise de feu. M. le chef de bataillon du Génie Lambert mentionne dans son rapport que, à Saumur en 1879-1880, on fit détoner une file continue de cartouches de dynamite n° 1 ficelées bout à bout sur des tringles, soit une longueur totale de 150^m et un poids de 100^{kg} d'explosif employé pour toute l'opération. La banquise présentait une épaisseur de 1^m et après l'explosion des charges on constata des fissures nombreuses rayonnantes, et un sillon de 0^m,40 de profondeur moyenne à l'aplomb des tringles supportant l'explosif (1).

Le bras gauche de la Seine à Bougival est barré par la machine et la chute de Marly, et un peu en amont par une passerelle destinée au service de l'écluse de Bougival. Déjà en 1879-80 les glaçons amoncelés en une formidable embâcle dans cet endroit resserré firent couler à fond, au moment de la débâcle occasionnée par le dégel, de nombreux bateaux et chalands immobilisés dans ce petit bras, où ils avaient primitivement cherché un refuge. Il convenait de chercher à éviter de semblables désastres et suivant le rapport de M. le Capitaine de Félix, du Génie (2), on employa donc en 1890-91 à Bougival, sur le petit bras de la Seine, recouvert d'un *ice-field* de 0^m,30 d'épaisseur, un chapelet de pétards de mélinite ou d'explosifs Favier espacés de 1^m environ, et reliés par du cordeau détonant. Les pétards avaient été préalablement déposés dans une rainure faite de main d'homme, et à une profondeur moyenne de 0^m,10. Une fois les charges placées on en effectua le bourrage en les recouvrant de neige. Après l'explosion on constata une coupure continue de 3^m de longueur, ce qui constituait déjà un petit chenal qu'on élargit rapidement. Grâce à ces travaux préparatoires, la débâcle s'opéra le 26 janvier 1891, sans accidents.

(1) *Revue du Génie*, septembre-octobre 1891.

(2) *Ibid.*, septembre-octobre 1891.

Dans les deux exemples que nous venons de citer on peut considérer les résultats acquis comme très bons. Il arrive que les fissures ne se propagent pas toujours aussi bien et pour obtenir un résultat convenable il devient utile de se servir d'une ligne non interrompue de pétards. C'est ce qui eut lieu pour une embâcle qui avait pris naissance le 10 janvier 1891 en amont du pont-route de Conflans-Andrésey. L'existence de cette banquise constituait un danger très sérieux pour ce pont, ainsi que pour celui du chemin de fer et pour le barrage d'Andrésey, situés en aval. Au moment de la débâcle, en effet, une telle barrière s'opposant au passage des parties supérieures en descente eût pu retenir momentanément les masses d'eau et de glaces venant de l'amont, pour les laisser se répandre ensuite avec une irrésistible impétuosité, à l'instant où la pression atteignant son maximum d'intensité eût dépassé les limites de résistance de cette barrière. C'était la destruction certaine des ouvrages d'art et des nombreux bateaux amarrés à la rive et emprisonnés à cet endroit. Un détachement de sapeurs du génie, sous le commandement d'un de nos camarades, M. le lieutenant Tardi, fut envoyé de Versailles pour, de concert avec le service des Ponts et Chaussées, procéder aux opérations de rupture de l'embâcle.

Avant de s'attaquer à l'embâcle du pont-route, il fallait préalablement rendre libre le bief entre celui-ci et le pont du chemin de fer, où la glace aurait pu s'opposer à la descente des glaçons détachés de l'embâcle. On disloqua cette nappe de glace de 0^m,10 d'épaisseur au moyen de files de pétards de mélinite (135^{gr}) espacés de mètre en mètre, et reliés au moyen de cordeau détonant. Les blocs de glaces détachés étaient ensuite débités à la hache par une équipe de mariniers embauchés à cet effet.

Une fois ce passage ouvert, commença le travail de rupture proprement dit : on s'occupa de dégager la première travée de la rive droite, soit $\frac{1}{4}$ de la largeur du fleuve, où la glace ayant 0^m,50 d'épaisseur ne se présentait pas néanmoins sous forme d'embâcle jusqu'à environ 100^m du pont, alors que sur les trois autres quarts l'épaisseur était de 1^m.

On commença, bien entendu, par l'aval, en pratiquant une coupure à la hache dans la glace, de façon à isoler un bloc rectangulaire d'environ 10^m de longueur (dans le sens du courant) sur 15^m de largeur. Pour amorcer les lignes de fragmentation on creusa à la hache cinq rainures en recoupement sur la surface du bloc ; chacune d'elles recevait en son centre un pétard de 200^{gr} d'explosif Favier, posé à plat, et recouvert d'un bourrage de sable. On reliait ces pétards au moyen de cordeau détonant à la mélinite, et le feu était donné au moyen d'un bout de Bickford et de capsules de fulminate de mercure.

Les résultats après l'explosion étaient parfaits, et le bloc fragmenté était aussitôt entraîné par le courant. Les plus sérieuses difficultés furent celles que l'on rencontra à la coupure de l'embâcle proprement dite. Nous avons mentionné qu'à cet endroit l'épaisseur moyenne de la banquise dépassait 1^m, et les chapelets de cartouches étaient insuffisants pour déterminer un sectionnement complet des parties congelées. On eut recours à de véritables four-

neaux de mines creusées à une profondeur de 1^m environ et qui étaient chargés de 2500^{gr} d'explosif Favier, constitués par des cartouches en nombre suffisant reliées à une tringle et recouvertes d'un bourrage de sable. La mise de feu était faite au moyen de l'électricité (amorces de fulminate disposées pour l'inflammation électrique, et coup de poing électrique, ce dernier fonctionnant sur la rive). La gerbe de l'explosion atteignait une trentaine de mètres, en produisant un entonnoir de 3^m de rayon, recombilé par les débris de l'explosion, et fractionnait encore la glace au delà de ce rayon, de telle sorte que les sapeurs et les mariniers détachaient à la gaffe des blocs de fortes dimensions qu'ils envoyaient au fil du courant.

Sous ces glaçons en marche se dégageaient d'énormes quantités de *bousin*.

Quand ces glaçons présentaient un volume par trop considérable, ils étaient brisés de suite par la projection à leur surface d'un pétard de mélinite dont le cordeau porte-feu était allumé préalablement sur la berge.

En une semaine on ouvrit ainsi un chenal de 70^m environ de largeur et de 300^m de longueur. Le cube déblayé représentait 10000^m de glace; on consumma 160^{kg} environ d'explosif.

La débâcle eut lieu dans la nuit du 24 au 25 et aucun des nombreux bateaux amarrés à la rive n'eut à souffrir, pas plus que les ouvrages d'art.

Nous nous sommes particulièrement étendus dans le compte rendu de cette opération par cela même qu'elle représente, à notre avis, une sorte de résumé de l'emploi des charges superficielles pour les travaux spéciaux que nous traitons dans cette Note, et que ce déglacage à Conflans présente en somme les conditions les plus ordinaires vis-à-vis desquelles l'ingénieur, l'officier de marine et le capitaine peuvent se trouver.

De ce que nous venons de voir par l'exposé qui précède et d'après ce que nous avons pu reconnaître dans la pratique, l'emploi des charges superficielles ne donne qu'un résultat relativement faible.

Ce résultat est bien meilleur si l'on emploie les charges immergées formant torpilles, dont elles ont tous les effets augmentés du coefficient de l'excellent bourrage donné par la glace, qui double au moins les effets propres du bourrage fourni déjà par la masse liquide.

Voyons d'abord quels sont les effets extérieurs d'une charge immergée. Lors de la mise de feu, le fait de la brusque déflagration des poudres a pour conséquence immédiate la production d'une grande masse de vapeurs et de gaz élevés à la température de 2400° environ. Subitement ces corps élastiques se détendent, se développent et opèrent en tous sens un refoulement des molécules liquides, afin de se créer, dans le milieu ambiant, un logement qui puisse les contenir. Cette chambre affecte momentanément la forme d'une sphère, décrite du centre des poudres avec un rayon dont la longueur est tout d'abord restreinte.

Surviennent ensuite des effets consécutifs de deux sortes, les uns extérieurs, les autres intérieurs.

Cette énorme bulle de gaz qui vient de se former au sein de la masse li-

quide obéit incontinent aux lois de la pesanteur et tend avec vitesse vers le zénith. La sphère représentant la chambre aux gaz se transforme en ovoïde, et le nouveau solide a son grand axe vertical. Les proportions de cet ovoïde prennent aussitôt de l'ampleur. On ne tarde pas à voir à la surface libre du fleuve ou de la mer un soulèvement rapide qui s'emboutit en dôme. Puis apparaît un grand segment sphérique, et la bulle ovoïdale vient crever le sommet de ce segment pour s'échapper enfin dans l'atmosphère.

On conçoit que si, à son arrivée à la surface liquide, la bulle ovoïde rencontre une couche de glace qui l'empêche de se répandre dans l'atmosphère, l'énergie des gaz dont elle est composée s'épuise contre cette résistance secondaire qui leur est opposée par la surface congelée pour leur libre diffusion dans les airs, et que les glaçons ne tardent pas à être disloqués sur une grande étendue et crevés à l'aplomb de la ligne de moindre résistance du fourneau immergé.

D'autre part, les effets intérieurs d'une explosion sous-aquatique consistent en une commotion violente que subissent les points circonvoisins de la charge immergée. Ce mouvement de trépidation dont le mouvement s'étend loin résulte de l'expansion des gaz de la matière explosive, lesquels frappent brusquement et refoulent de toutes parts le milieu dans lequel ils se développent. L'eau étant un milieu incompressible transmet aussitôt choc et refoulement dans toutes les directions. Cet ébranlement se propage dans la masse liquide avec une vitesse de 1400^m à la seconde et donne ainsi naissance à une onde dont la puissance décroît proportionnellement au carré de la distance. On a donc intérêt, dans ces conditions, à immerger à une faible profondeur dans le liquide les charges que l'on veut faire détoner sur le champ de glace, de manière à bénéficier simplement d'un bourrage naturel suffisant donné par le liquide incompressible, obtenir une onde convenable à la dislocation de la surface congelée, tout en permettant à l'énergie des gaz développés d'opérer le bris du meilleur des glaçons, et cela en ne perdant pas de vue qu'on doit employer l'explosif avec économie.

Comme on opère quelquefois dans le voisinage des bateaux, il convient de limiter les effets des charges immergées à des rayons relativement restreints; car il est important de ne pas oublier que cette commotion intérieure produite au sein du liquide et due à la puissance de détente des gaz est loin de constituer un phénomène inoffensif pour les corps plongés. Jusqu'à une certaine distance du centre d'explosion, distance qu'on peut appeler le rayon de rupture, l'onde de refoulement fait brèche aux corps plongés; par delà cette zone et jusqu'à d'autres limites, elle les écrase ou y cause des avaries.

On le voit, si ces phénomènes sont avantageux pour le bris des glaces, il n'en est pas de même pour les coques de bateaux et navires qui pourraient se trouver dans le rayon de rupture. C'est pourquoi tout près d'une carène, on ne saurait se servir sans risques graves de charges immergées pour les travaux de déglacage; il faudrait recourir aux charges superficielles ou aux procédés mécaniques.

Il nous paraît assez difficile de fixer exactement les limites de la zone dangereuse développée à l'issue d'une explosion de charge immergée et ces lois ne sauraient se condenser en formules algébriques; la charge immergée, le milieu, l'épaisseur des glaces, la distance des corps plongés à la charge, sont autant de facteurs des plus variables.

Il nous semble ardu de procéder autrement que *par expérience*, pour trouver le rayon du cercle dangereux. Toutefois, il est à noter que les effets latéraux d'une charge immergée sont moindres que les effets verticaux.

Avec les explosifs employés ou fournis par le Génie militaire, à la requête du Génie civil, la dépense est relativement forte. Pour les besoins du Commerce et de l'Industrie, où les intérêts des particuliers visent à la plus complète économie, on a cherché à combiner des explosifs à bon marché et destinés néanmoins à produire des résultats d'une puissance presque égale aux explosifs de guerre : telles sont les poudres de sûreté inventées par le colonel du Génie Favier, qui prennent rang parmi les hydrocarbures nitrés (azotate d'ammoniaque et *nitro-naphtaline*.)

La dynamite ou nitroglycérine a le grave inconvénient de geler à $+8^{\circ}$, ce qui à, des températures de -10° à -16° , en rend le transport des plus dangereux. Généralement on suppose à tort qu'il est de toute nécessité de faire dégeler la dynamite pour s'en servir d'une façon efficace. Outre que cette opération de dégel présente de sérieux dangers, elle est souvent précaire, et toujours longue. On s'en affranchira en amorçant les cartouches avec des capsules de fulminate à 25° .

La mélinite, employée par le Génie militaire pour le compte des administrations de l'État ou des particuliers, revient à l'intéressé à $7^{\text{fr}},50$ le kilogramme. C'est donc un explosif de prix élevé.

Les effets dynamiques des poudres de sûreté Favier répondent largement aux besoins quelconques créés par les travaux spéciaux de déglacage qui nous occupent.

Ces explosifs ont l'avantage sur la dynamite d'être insensibles à la gelée, et sur la mélinite de ne coûter que 3^{fr} à $3^{\text{fr}},50$ le kilo. Ces poudres peuvent comme la mélinite être transportées sans aucun soin spécial. Elles ne sont pas assimilées sur les chemins de fer aux marchandises dangereuses, pourvu qu'elles ne voyagent que séparées des amorces de fulminate. Les explosifs Favier, qui sous l'action d'un corps enflammé demeurent inertes et qui résistent aux chocs violents, ne détonent que sous l'influence de capsules ou de détonateurs au fulminate de mercure. Ils ont par conséquent les mêmes propriétés avantageuses que la mélinite. Nous les préconisons. Les détonateurs pour les poudres de sûreté Favier sont calculés à raison de 1^{er} minima de fulminate de mercure. L'amorçage des cartouches se fait comme avec les cartouches de dynamite, en pratiquant un trou au centre de la matière pulvérulente contenue dans le milieu de la cartouche, après avoir relevé les bords du papier extérieur qui enveloppe cette dernière et en y enfonçant complètement la capsule. On fixe ensuite la mèche au papier au moyen d'une ficelle.

On doit mettre le détonateur dans une cartouche entière afin d'avoir une énergie initiale plus puissante. Il n'y a pas à craindre l'inflammation préalable du produit par le contact de la mèche, comme avec les dynamites; car les poudres Favier sont, nous l'avons dit, incombustibles. On peut donc enfoncer le détonateur aussi profondément que possible; il se trouve ainsi mieux préservé contre les chocs, dans le bourrage à sec.

La conservation des explosifs Favier ne réclame comme précautions que de les emmagasiner dans des locaux non humides, de disposer les caisses sur des traverses ou chantiers, et de ne pas ouvrir les cartouches. Il va de soi, en effet, que si ces cartouches sont ouvertes ou brisées et demeurent ainsi longuement en magasin, elles deviennent inutilisables, comme tous les explosifs, d'ailleurs, contenant des hydrocarbures nitrés, et principalement du nitrate d'ammoniaque, et c'est le cas.

Les ratés ne proviennent pas, la plupart du temps, de l'explosif, mais bien des détonateurs ou capsules de fulminate qu'on a eu le tort de laisser imprégner d'humidité; il est donc de toute nécessité de conserver les capsules parfaitement au sec, et d'éviter en les manipulant de les heurter ou d'y laisser introduire des corps durs dont le moindre inconvénient serait de faire éclater la capsule entre les mains de l'opérateur, sinon de le blesser grièvement lui-même.

Pour les charges immergées on peut également employer la poudre noire ordinaire. C'est ce que nous fîmes il y a quelques années pour briser des glaces de 21^m environ, d'épaisseur presque uniforme, dans un bassin de 30x25^m de superficie. Nous fîmes prendre des bouteilles dites de Saint-Galmier, qui représentent une capacité de 0^{lit},95 environ, et dans lesquelles on déposa 600^{gr} de poudre noire. On fermait ces bouteilles au moyen de bouchons de liège commun, perforés à la queue de rat pour le passage du Bickford imperméable dont un bout était noyé dans la poudre. On coiffait le bouchon d'une enveloppe de mastic de vitrier, l'unissant intimement au cordeau porte-feu qui le traversait à frottement dur, et au goulot. Un fil de fer formant boucle était serré au col de la bouteille que l'on accrochait, après avoir allumé le bout libre du Bickford à un croc fixé à l'extrémité d'une gaule de 6^m environ. Un trou à bord en sifflet était creusé à la hache et à la pioche dans la glace, un peu en arrière de la partie que l'on cherchait à briser. On introduisait cette gaule, en l'inclinant le plus horizontalement possible, sous le champ de glace, en poussant aussi loin qu'on le pouvait le trou d'entrée, la bouteille toujours accrochée. La longueur du Bickford était calculée pour une minute de combustion. La partie émergente était terminée par un œil de pie en filin auquel on fixait le crochet d'un sac de sable pour maintenir cette gaule le plus près possible de l'horizontale et la retenir sur le champ de glace.

L'explosion en se produisant disloquait la surface congelée sur un rayon de 6^m environ et la fendait dans un périmètre double. On pourrait opérer de même en eaux courantes et obtenir des résultats aussi satisfaisants. (Ce sys-

tème, ou un analogue, serait employé par les Allemands; nous n'étions point au courant de ce fait, quand nous procédâmes ainsi que nous venons de l'indiquer.)

Pour donner le feu aux charges, on se sert d'une fusée lente désignée aussi sous le nom de *fusée de sûreté* ou de *cordeau Bickford*. C'est un filet continu de poudre fine fortement tassée dans un canal de 3^{mm}, existant au centre d'une corde composée elle-même de deux enveloppes en étoupe ou en fil goudronné enroulées en spirale l'une sur l'autre et en sens contraire. Le diamètre extérieur de la corde est d'environ 5^{mm}. Telle est sa composition générale. Le cordeau Bickford imperméable, qui doit être utilisé de préférence dans les travaux de déglacage, est recouvert d'une enveloppe en gutta-percha ou en caoutchouc. Cette fusée lente brûle régulièrement, même sous l'eau, à des profondeurs de 10^m, avec une vitesse de 1^m en quatre-vingt-dix secondes.

Avant de se servir de cet artifice, il faut toujours avoir soin d'en vérifier le bon état, notamment qu'il n'est pas écrasé à certains endroits, et qu'il n'existe pas de solutions de continuité. Il est bon de faire brûler à l'air libre une longueur de 1^m à 2^m prélevés sur le paquet de Bickford qu'on se dispose à mettre en œuvre, et d'en vérifier ainsi préalablement la vitesse de combustion.

On peut laisser séjourner cette fusée imperméable sous l'eau pendant plusieurs jours. Elle offre donc d'excellentes garanties pour la mise de feu aux charges immergées quelques secondes et destinées à la dislocation des champs de glace.

Pour mettre le feu à une charge, on coupe un morceau de Bickford de longueur convenable pour permettre à la personne de s'éloigner avant l'explosion, en se basant sur la durée de combustion de 1^m en quatre-vingt-dix secondes. Dans la capsule de fulminate, on enfonce le bout de Bickford jusqu'à refus, et à toucher le fulminate. On enfonce ensuite la capsule ainsi amorcée dans la charge préalablement renfermée dans un récipient clos quelconque, étanche, et en ayant soin d'assembler au moyen d'un peu de mastic chatterton ⁽¹⁾ la partie du Bickford passant par le col dudit récipient. Nous venons de dire qu'ayant à faire détoner des charges immergées, et cela une minute environ après leur introduction dans l'eau, nous nous servîmes simplement, pour luter les Bickfords à l'orifice des récipients, de mastic très gras de vitrier, qu'un marinier préservait du gel jusqu'au moment de l'emploi, en le roulant en permanence dans ses mains. Ce moyen primitif nous réussit fort bien.

(¹) Le chatterton est livré dans le commerce sous forme de bâtons qui doivent être conservés dans un endroit frais. C'est un mélange de gutta-percha, de goudron et de résine. Avant de s'en servir, il faut le ramollir en le soumettant à l'action de la chaleur. On peut utiliser pour cela la flamme d'une bougie que l'on tient à une distance convenable des poudres et artifices de transmission de feu.

L'enduit étant mis en place, on le pétrit avec les doigts mouillés pour lui donner la forme convenable.

L'emploi du Bickford est, à notre avis, le meilleur procédé pyrotechnique de mise de feu.

Dans les procédés électriques pour la mise de feu, le mieux, en raison des conditions atmosphériques dans lesquelles on se trouvera l'hiver, est, pour produire le potentiel électrique, de ne pas se servir de piles qui nécessitent un liquide excitateur susceptible de geler lui-même. A cause de ce gros inconvénient, il faut avoir recours de préférence à un appareil magnéto-électrique pour la mise de feu aux amorces. Tel est l'exploseur coup de poing qui fonctionne convenablement par tous les temps et qui est d'un poids peu élevé.

Cet exploseur, construit par Breguet, est constitué par un aimant en U formé de plusieurs lames d'acier superposées; autour des deux pôles sont fixées des bobines, enroulées de telle sorte que leurs effets s'ajoutent, et reliées au circuit qui contient les amorces. Une armature de fer doux, appliquée sur les pôles, peut tourner autour d'une charnière parallèle à la ligne des pôles; elle est commandée par un levier coudé terminé par un bouton qu'on frappe fortement avec le poing; l'armature s'écarte brusquement, produisant dans les bobines un courant induit; mais un ressort, porté par le levier coudé, vient toucher une vis de butée et maintient les bobines en court-circuit pendant la première partie de la rotation; c'est seulement à la fin, lorsque l'extracourant s'ajoute au courant induit, que le ressort abandonne la vis, lançant le courant total dans le circuit des amorces. Le réglage de la vis de butée a donc une importance assez grande; il faut qu'il soit fait de telle façon que le ressort ne quitte la vis de butée qu'après que l'armature a abandonné elle-même le contact de l'aimant, mais aussitôt après ce moment. Un verrou, dit de sûreté, qu'on ne doit ouvrir qu'à la seconde même où l'on a à provoquer l'explosion des amorces, immobilise l'armature pour empêcher les accidents.

Deux bornes sont placées à la partie postérieure de l'appareil; c'est entre ces deux bornes que ces amorces doivent être disposées en tension, c'est-à-dire que le fil partant de la première borne doit aboutir à l'un des fils de la première amorce; l'autre fil de cette amorce est relié à l'un de ceux de la deuxième amorce; le deuxième fil de celle-ci à la troisième et ainsi de suite jusqu'à la dernière, dont le deuxième fil doit être relié à la deuxième borne de l'exploseur pour les fourneaux compassés que nous définirons plus loin. Si l'on ne veut faire exploser qu'une charge, le premier fil de la première borne aboutit à un des fils de l'amorce, dont l'autre fil est joint au fil deuxième venant se fixer à la deuxième borne de l'exploseur. Nous avons dit antérieurement que les amorces doivent être placées vers le centre de la charge de poudre, ou enfoncées dans le milieu de la cartouche de l'explosif dont elles sont appelées à provoquer la déflagration.

Le courant d'induction produit étant un courant de haute tension, la distance entre les amorces par conséquent entre les fourneaux ou les cartouches et l'exploseur n'a plus d'importance et peut être considérable sans inconvé-

nient. L'exploseur du petit modèle, pesant 2^kg, 750, peut enflammer deux amorces; le modèle moyen, pesant 8^kg, 500, enflamme huit amorces; le grand modèle, du poids de 10^kg, 500, enflamme douze amorces. Le modèle moyen nous semble le plus pratique.

Il faut toutefois bien soigner les ligatures des câbles conducteurs avec les amorces, pour bien assurer les contacts; il sera bon d'aviver, en les grattant avec un couteau, les bouts dénudés des fils destinés à être reliés ensemble; les ligatures doivent être ensuite recouvertes de feuilles isolatrices en gutta-percha, en baudruche ou en papier, pour éviter leur contact avec le sol ou la glace.

Il faut avoir soin de tirer le moins possible sur les fils des amorces, sous peine de les arracher ou de détériorer l'amorce. Nous avons indiqué précédemment que les amorces de fulminate doivent toujours être tenues à l'abri de l'humidité (1).

En ce qui a trait à la grosseur des fils conducteurs, on se trouvera bien d'employer les dimensions suivantes :

Le fil en cuivre rouge destiné à relier les amorces entre elles aura cinq dixièmes de millimètre et sera recouvert de substance isolatrice (gutta) de deux millimètres. Les fils en cuivre rouge destinés aux conducteurs maîtres auront sept à neuf dixièmes de millimètre et seront, en outre de leur enveloppe isolatrice en gutta, recouverts d'un guipage en coton. Il est plus commode de se servir de conducteurs doubles, c'est-à-dire placés côte à côte, isolés, et réunis par un guipage de coton.

Les amorces électriques sont confectionnées comme les amorces ordinaires en fulminate, mais avec l'adjonction d'une certaine quantité de fulmi-coton dans lequel est noyée la spirale de platine destinée à rougir au moment du passage du courant.

En ce qui concerne le calcul des charges, il convient de rappeler ici la règle des mineurs :

Pour obtenir en kilogrammes la charge d'un fourneau ordinaire dont la ligne de moindre résistance H est donnée en mètres, faire le cube de cette longueur et multiplier le résultat ainsi obtenu par un coefficient G qui dépend de la nature du terrain.

Cette règle se traduit par l'expression

$$c = gh^3.$$

On comprend que, pour la glace, il y ait beaucoup d'incertitude dans le choix du coefficient d'un milieu aussi variable. Dans une très remarquable étude militaire du cassage des glaces (2), M. le capitaine du génie Bertrand

(1) Avec l'exploseur on peut employer des amorces électriques Abel.

(2) *Revue du Génie* de septembre-octobre 1891.

dit que si l'on opère par fourneaux ordinaires dans une banquise de manière à former une ligne d'entonnoirs jointifs, on peut essayer la formule $c = gh^3$, où, c étant exprimé en kilogrammes et H en mètres, g est égal à 1 pour la poudre et 0,5 pour la dynamite, et il ajoute que cette formule suppose que le bourrage est exécuté dans de bonnes conditions.

Nous croyons que, pendant les fortes gelées et avec l'emploi de la poudre, on peut assimiler la glace à la mauvaise maçonnerie et, dans ce cas, $g = 3$, ce qui, pour un fourneau placé à 1^m,50 de profondeur dans une banquise de consistance égale à une maçonnerie de qualité inférieure, donnerait une charge de 10^k5, 10 de poudre par fourneau, et à un mètre de profondeur, 3^k5.

Pour les explosifs Favier, on calculera les charges en se basant sur les proportions suivantes :

1° Pour 1 en poids de dynamite n° 1, prendre 1 en poids d'explosif Favier n° 1;

2° Pour 1 en poids de poudre comprimée n° 1, prendre $\frac{1}{3}$ et $\frac{1}{3}$ d'explosif Favier n° 1;

3° Pour 1 en poids de poudre en grains n° 1, prendre $\frac{1}{4}$ et $\frac{1}{4}$ d'explosif Favier n° 1.

Il faut, en bourrant, éviter d'écraser les cartouches, ce qui en augmenterait la densité.

Les chiffres ci-après, indiquant la sensibilité des explosifs Favier à l'action du fulminate de mercure en raison de leur densité, montrent combien il est important de ne pas augmenter la densité de l'explosif dans le fourneau.

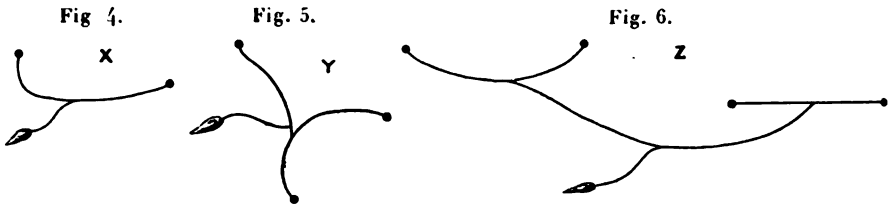
A une densité de

l'explosif exige une capsule de	0 ^{gr} ,75 de fulminate
1,10	» 1,25 »
1,20	» 1,50 »
1,25	» 2,00 »
1,30	» 3,00 »
1,40	» 3,50 »
1,45	» 4,00 »
1,50	» 5,00 »

On voit que si, par une compression mal comprise, on donne à l'explosif à une densité de 1 une densité de 1,50, au lieu d'une capsule de 0^{gr},75 de fulminate, il en faudra une de 5^{gr}!

Pour donner le feu au même instant à plusieurs charges ou fourneaux, il faut compasser les feux, c'est-à-dire s'organiser de manière que, du point de départ de mise de feu jusqu'aux charges ou fourneaux, le développement du cordeau Bickford soit le même, de façon que les charges explosent simultanément. On pourra se servir des dispositifs suivants (*fig.* X, Y, Z), en évitant les angles droits et les coudes trop accentués qui seraient des causes retardatrices dans la progression régulière de la combustion du Bickford,

dont on n'oubliera pas qu'elle est de 1^m en 90 secondes. Dans les raccords on veillera avec le plus grand soin à ce que les parties de Bickford en contact

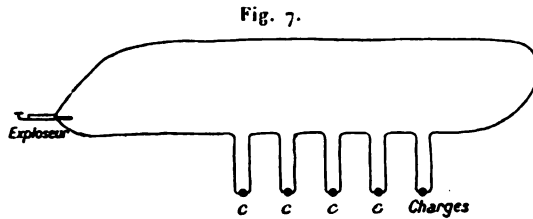


soient parfaitement réunies, ligaturées et recouvertes, de manière à éviter toute solution de continuité de la fusée porte-feu.

Pour les explosions simultanées par l'électricité, deux procédés peuvent être utilisés :

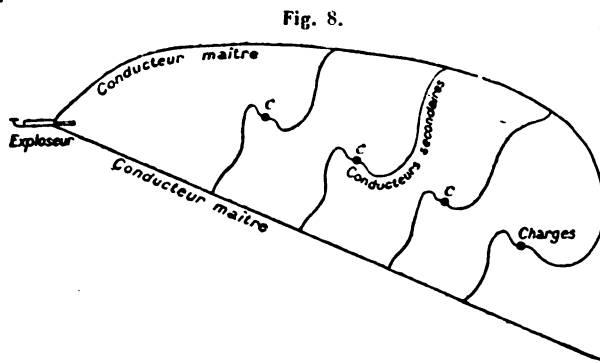
1° La méthode du circuit unique, où les amorces sont placées dans le même circuit, et le même courant les traverse toutes. C'est le moyen qui sera le plus usité dans les travaux de déglacage.

Exemple :



2° La méthode des circuits dérivés, où chaque amorce est placée dans un circuit particulier, formé par les conducteurs secondaires qui y aboutissent et que l'on relie aux deux conducteurs maîtres en formant ainsi une succession de dérivés.

Exemple :



SUR LA

PUISSANCE GIRATOIRE COMPARÉE DES GOUVERNAILS

PLACÉS EN AVANT ET EN ARRIÈRE DES HÉLICES,

PAR M. J.-A. NORMAND.

Dans une Note lue à la session de l'Association de 1890, j'ai émis l'opinion que le gouvernail placé en avant des hélices devait avoir une puissance giratoire au moins égale à celle qu'il aurait en arrière, à la condition que dans le premier cas il fût situé à une distance suffisante pour que l'eau inclinée par le gouvernail pût reprendre sa direction normale avant d'arriver aux propulseurs.

Le gouvernail a été mis en avant sur le *Lancier*, tandis qu'il est en arrière sur le torpilleur identique *Dragon*. Les essais comparatifs de ces deux petits bâtiments ont pleinement confirmé les prévisions.

Du Tableau annexé, il résulte que les durées des girations du premier sont inférieures de 10 pour 100 au moins à celles observées sur le second. Il est probable que cette supériorité est due en partie à l'immersion plus grande du gouvernail du *Lancier* (2^m,07 au lieu de 1^m,60); aussi serait-il prudent de ne pas la prévoir dans le cas où les gouvernails seraient également immergés.

Pendant les essais en escadre, la stabilité de route du *Lancier* n'a pas paru inférieure à celle des torpilleurs similaires.

DURÉE DES GIRATIONS DES TORPILLEURS DE HAUTE MER « DRAGON » ET « LANCIER »

Toutes les expériences sont effectuées avec l'angle de barre maximum : 27° à 28°, le même pour les deux torpilleurs.
Elles sont classées dans l'ordre des nombres de tours moyens des machines.

LANCIER.										DRAGON.										OBSERVATIONS.																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																														
Le gouvernail <i>R</i> du <i>Lancier</i> , d'une surface totale de 2 ^m 03, 01 est situé en face <i>N</i> des hélices à une distance de 3 ^m , 16 comptée de l'axe de la machine à la face <i>N</i> moyenne du moyeu des hélices. (Expériences en rade du Harre, du 15 mars 1893.)										Le gouvernail <i>R</i> du <i>Dragon</i> , d'une surface totale de 2 ^m 14 est situé en face <i>R</i> des hélices. (Résultats des essais officiels communiqués par M. l'ingénieur Guyot.)																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
GIRATIONS sur	NOMBRE DE TOURS par minute.				DURÉE des girations.					DURÉE des girations.				NOMBRE DE TOURS par minute.					GIRATIONS sur																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															</

Discussion des Mémoires de M. Normand.

1° Au sujet des gouvernails.

En terminant sa lecture, M. Normand insiste sur la différence notable (0^m,47) entre les immersions des deux gouvernails, et sur l'incertitude qui en résulte au point de vue des résultats à attendre dans le cas de deux gouvernails également immergés.

M. DE MAUPEOU ayant fait observer qu'au moment de la mise en route, ou pendant les manœuvres sans vitesse, le gouvernail placé sur l'avant de l'hélice doit être moins efficace que s'il était placé sur l'arrière, M. Normand dit qu'en effet les navires pourvus de cette installation se trouvent alors dans le même cas qu'un bateau à roues.

2° Au sujet de l'influence de l'immersion.

M. DE MAUPEOU rappelle que les résultats obtenus sur l'*Iris* avec diverses hélices n'ont jamais été bien expliqués, et se demande s'il ne faudrait pas y voir jusqu'à un certain point l'influence d'une immersion différente des hélices. M. Normand ne le pense pas; les meilleures hélices au point de vue de l'utilisation ont été les hélices à deux ailes et à grand diamètre; mais on a dû les changer à cause des trépidations qu'elles produisaient.

M. DZEWIECKI demande comment on peut mesurer ou évaluer le diamètre du cylindre d'eau actionné par l'hélice. La masse d'eau, directement attaquée, entraîne avec elle une autre masse liquide concentrique, dont l'importance est indéterminée. M. Normand répond qu'en effet la masse d'eau actionnée n'est pas rigoureusement limitée au cylindre circonscrit à l'hélice, mais que l'hypothèse sur laquelle il a basé ses calculs permet d'établir une formule commode pour la comparaison des résultats. C'est dans le même but qu'il a supposé le navire immobile; en le considérant en mouvement, il faudrait faire intervenir trois vitesses: celle du navire, celle de l'eau appelée par l'hélice, et celle de l'eau refoulée en arrière. En supposant le navire immobile, on ne change rien aux vitesses relatives des éléments considérés, mais on réduit à deux les mouvements à étudier.

M. DORÈRE fait également remarquer que la formule ne tient pas compte du recul. M. Normand répond qu'il n'a cherché à avoir qu'une très grossière approximation.

NOTE

SUR

L'INFLUENCE DE L'IMMERSION DE L'HÉLICE ET DE LA VITESSE

SUR

LA RUPTURE DU CYLINDRE D'EAU ACTIONNÉ,

PAR M. J.-A. NORMAND.

Lorsqu'une surface se meut obliquement dans l'eau, l'eau tend à remplir le vide formé derrière cette surface avec une vitesse proportionnelle à la racine carrée de sa hauteur en dessous du niveau.

Au niveau même, le vide se produit dès les plus faibles vitesses : à 1^m au-dessous, il se produit dès que la vitesse nécessaire pour remplir le vide atteint 4^m,40, tandis qu'à 6^m au-dessous il y a rupture de la colonne quand la vitesse de l'eau de remplacement dépasse 10^m,80.

Cette loi très simple est facile à constater en fait, sinon en chiffres, sur les gouvernails des torpilleurs. Même avec un angle de barre faible, 20° par exemple, le vide du côté opposé au choc se produit à la surface de l'eau dès la plus faible vitesse; il augmente en profondeur à mesure que la vitesse devient plus grande, et enfin, aux vitesses extrêmes, il atteint la hauteur totale du gouvernail, soit 1^m,60 sur le *Dragon* par exemple. C'est un spectacle qui étonne toujours lorsqu'il est observé pour la première fois, que celui de ce vide en forme de coin dont l'arête se trouve à la partie inférieure du gouvernail et qui s'élève en augmentant graduellement d'épaisseur jusqu'à la flottaison.

Chaque élément superficiel de l'hélice agit de la même manière que le gouvernail. Il se meut obliquement dans l'eau à des profondeurs variables et l'on conçoit que le remplacement de l'eau derrière l'aile cesse de se produire quand la pression statique de l'eau devient inférieure à un chiffre déterminé.

Quelle que soit l'idée qu'on entretienne sur l'action de l'hélice, il est évident que cette action sera d'autant plus efficace que la colonne liquide sur laquelle elle agit, et dont le refoulement suivant l'axe produit la propulsion, sera

continue. Non seulement le vide formé derrière les ailes diminue la masse d'eau actionnée de toute celle qui se détache des ailes, mais encore et surtout ce vide ne peut être rempli que par des tourbillons, cause certaine de perte de force vive.

J'ai fait sur le torpilleur de première classe n° 153 (*Pl. VI*) quelques essais au point fixe qui confirment les hypothèses exposées plus haut. L'arrière était soulevé par une machine à mâter de manière à faire varier l'immersion de l'axe. Cette immersion a été successivement : 1^m,48, 1^m,37, 1^m,26 et 1^m,18.

Les éléments de l'hélice à trois branches sont :

Diamètre.....	2 ^m ,03
Pas moyen.....	2 ^m ,37

La hauteur du niveau de l'eau au-dessus du cercle circonscrit à l'hélice était donc : 0^m,465, 0^m,355, 0^m,245 et 0^m,165 respectivement.

Les courbes ci-jointes dont les ordonnées représentent les carrés des nombres de tours par secondes et les abscisses, les efforts de traction en kilogrammes, donnent les résultats des expériences (*Pl. VII*).

On constate d'abord que l'influence de l'immersion est peu importante aux faibles allures, mais considérable aux allures extrêmes. Ainsi à l'immersion minima de 1^m,18, la traction n'a pas pu dépasser 4500^{kg} avec 232 tours par minute, tandis qu'à l'immersion maxima de 1^m,48 elle atteint 7000^{kg} avec l'allure bien inférieure de 192 tours.

On voit encore que, si pour l'immersion maxima l'effort de traction a pu s'élever jusqu'à 7000^{kg} sans que la courbe cessât d'être continue, pour l'immersion minima, le nombre de tours augmente brusquement et l'effort de traction reste sensiblement stationnaire dans les environs de 3000^{kg}.

Au moment où cet effet se produisait, le nombre de tours devenait très irrégulier, toutes choses égales d'ailleurs. Le nombre de tours augmentant, les irrégularités diminuaient, et le régime redevenait à peu près normal, mais avec un nombre de tours exagéré.

Il est probable qu'au début de la rupture de la colonne les vides partiels amenaient une accélération brusque, puis un ralentissement également brusque lorsque ces vides étaient comblés, tandis qu'à plus grande allure des vides à peu près permanents existaient dans la colonne.

Quand le nombre de tours est faible, il ne semble pas que l'effort de traction augmente avec l'immersion. Ce résultat peut provenir de ce que la traction était diminuée de l'aspiration produite par le courant liquide sur la coque, et que celle-ci était augmentée par l'immersion. A l'immersion maxima, la partie inférieure du tableau se trouvait à 0^m,20 environ en dessous du niveau.

Il est intéressant de rechercher si les chiffres absolus des essais concordent avec ceux de la théorie.

Que le navire soit libre ou qu'il soit amarré, le travail de propulsion est

égal à la moitié de l'augmentation de force vive imprimée au cylindre liquide, la vitesse du cylindre, avant et après impulsion, étant mesurée par rapport au navire supposé immobile. Ce mode de calcul approximatif suppose que l'impulsion est donnée sans chocs, que toute la vitesse est imprimée suivant l'axe, et enfin que le diamètre du cylindre d'eau actionné est égal à celui de l'hélice.

Soient :

D le diamètre de l'hélice en mètres;

P le pas moyen de l'hélice en mètres;

n le nombre de tours par seconde;

T la traction au dynamomètre en kilogrammes.

Tant que le cylindre n'est pas brisé, sa masse actionnée par seconde est en eau de mer

$$\frac{1026 \frac{\pi}{4} D^2 P n}{g}$$

et la vitesse qui lui est imprimée

$$nP.$$

La puissance en kilogrammètres est donc

$$\frac{1}{2} \frac{1026 \frac{\pi}{4} D^2 P^2 n^3}{g} = 41,1 D^2 P^2 n^2.$$

Ce travail est égal au produit de la poussée, qui est sensiblement égale à la traction T, par le chemin parcouru nP . On a donc

$$41,1 D^2 P^2 n^2 = T nP.$$

d'où

$$T = 41,1 D^2 P^2 n^2.$$

Si l'on compare cette formule aux résultats de l'essai à immersion maxima, le seul où la colonne liquide actionnée reste continue, on trouve :

$$\text{Pour } n^2 = 10, \quad T = 6800^{\text{kg}}$$

$$6800^{\text{kg}} = 29,3 \times \overline{2^{\text{m}},03}^2 \times \overline{2^{\text{m}},37}^2 \times 10;$$

$$\text{Pour } n^2 = 6, \quad T = 4200^{\text{kg}}$$

$$4200^{\text{kg}} = 30,2 \times \overline{2^{\text{m}},03}^2 \times \overline{2^{\text{m}},37}^2 \times 6.$$

La formule applicable à cette expérience serait donc environ

$$T = 30 D^2 P^2 n^2.$$

Les résultats des expériences sont immédiatement applicables au cas d'un remorqueur agissant sur une masse considérable animée d'une très faible vi-

tesse. On voit que si le 153 était employé à cet effet, les tractions maxima qu'il pourrait produire utilement seraient :

$$\begin{array}{ll} \text{A l'immersion de } 1^{\text{m}}, 18. & \dots\dots\dots 2800^{\text{kg}} \\ \text{» } 1^{\text{m}}, 48. & \dots\dots\dots > 7000^{\text{kg}} \end{array}$$

Ces efforts limites seraient augmentés avec la vitesse du remorqueur et *a fortiori* pour le torpilleur marchant en route libre, parce que la masse d'eau du cylindre actionné est alors beaucoup plus grande. Mais alors l'hélice décrit dans ce cylindre un pas si rapide qu'une fraction seulement de la masse liquide reçoit l'impulsion entière : au point fixe, il n'en est pas ainsi.

Si cette différence essentielle n'existait pas, il serait possible de se former, d'après les essais au point fixe, une idée approchée de la vitesse à laquelle la colonne d'eau actionnée sera brisée en route libre, et où il se produira une chute brusque de l'utilisation du propulseur. Il suffirait de poser que cet effet a lieu lorsque l'accélération imprimée à l'eau par l'hélice est égale à celle à laquelle correspond la rupture de la colonne au point fixe.

Les calculs exigeraient trop d'hypothèses pour présenter quelque valeur. D'une estimation grossière, il semble résulter toutefois que, pour les torpilleurs du type où l'immersion de l'hélice aux essais est très grande et correspond à la deuxième expérience (immersion de l'axe au repos $1^{\text{m}}, 37$), la vitesse maxima de 24 nœuds pourrait être notablement augmentée par calme avant que la rupture de la colonne se produisit, d'autant plus que l'acculement du bateau en marche accroît alors notablement l'immersion.

Admettons, par exemple, que le recul réel de l'hélice, en tenant compte de la vitesse d'entraînement de l'eau, soit 0,25 de la vitesse de l'hélice, laquelle est égale à

$$\frac{335^{\text{t}}}{60} \times 2^{\text{m}}, 37 = 13^{\text{m}}, 25,$$

c'est-à-dire

$$0,25 \times 13^{\text{m}}, 25 = 3^{\text{m}}, 30.$$

D'après la courbe de la deuxième expérience, la rupture se produit pour $n^2 = 8,5$, soit pour une accélération imprimée à l'eau de

$$\sqrt[3]{8,5} \times 2^{\text{m}}, 37 = 6^{\text{m}}, 90.$$

Au contraire, si l'immersion de l'axe était celle de la dernière expérience, $1^{\text{m}}, 18$, la rupture se produirait pour $n^2 = 3$ environ, soit pour une accélération imprimée à l'eau,

$$\sqrt[3]{3} \times 2^{\text{m}}, 37 = 4^{\text{m}}, 10.$$

Il paraît donc probable que, dans les torpilleurs du type 153, la colonne d'eau actionnée reste continue en calme, et même dans une mer assez forte pour diminuer accidentellement l'immersion de $0^{\text{m}}, 40$ environ. Il ne s'ensuit pas que l'immersion soit trop grande. On ne doit pas oublier, en

effet, que l'hélice doit fonctionner encore dans de bonnes conditions par gros temps debout, lorsque la résistance du navire augmente le recul, que la masse d'eau actionnée diminue avec la vitesse, et que les mouvements de tangage réduisent accidentellement l'immersion du propulseur. Dans un grand nombre de cas, la rupture de la colonne se produit alors; la vitesse du navire ne peut plus être maintenue, et la consommation de vapeur augmente sans profit et dans des proportions exagérées.

Les bases d'appréciation manquent absolument pour estimer l'influence du diamètre des hélices sur la rupture. En effet, si d'un côté, pour une immersion d'axe déterminée, l'augmentation de diamètre diminue l'accélération, de l'autre elle réduit la distance du niveau de l'eau au cercle circonscrit. La première est contraire, et la seconde favorable à la rupture.

La rupture de la colonne d'aspiration est un phénomène qui s'observe dans la plupart des pompes; mais plus nettement dans celles à mouvement constant, telles que les pompes centrifuges et les éjecteurs.

Dans les très nombreuses expériences que j'ai effectuées sur les éjecteurs pour en déterminer les meilleures proportions, le phénomène se produisait avec une régularité remarquable et il était possible de fixer à l'avance la vitesse d'aspiration correspondante.

Mais il existe entre les pompes et l'hélice une différence radicale. L'aspiration des premières s'opère dans un tuyau fermé et la rupture a lieu quand la pression est réduite au vide, c'est-à-dire quand la vitesse d'aspiration est égale à celle due à la hauteur de 10^m,30, diminuée de la hauteur d'aspiration et des pertes de charge.

L'hélice travaille généralement, au contraire, dans une eau indéfinie, et c'est alors la hauteur de la flottaison au-dessus du propulseur qui s'oppose à la rupture.

On conçoit donc qu'en formant une fraction de tube au-dessus du propulseur et du canal d'aspiration, on recule la vitesse à laquelle se produira la rupture. En effet, l'atmosphère ne peut pénétrer alors dans la colonne d'aspiration qu'en passant sous les bords inférieurs de la voûte, pourvu toutefois que celle-ci se prolonge suffisamment en arrière et sous l'eau pour que l'air ne puisse s'introduire par l'arrière.

La voûte expérimentée par M. de Bénazé s'arrêtant à 0^m,10 en avant de l'hélice ne remplissait pas les conditions nécessaires, et l'amélioration d'utilisation observée ne provient probablement que d'une réduction des effets centrifuges.

Il n'en était pas de même dans le *Rochambeau* d'abord, puis dans les garde-côtes type *Tonnerre*, construits sur les plans de notre éminent Président, et, plus tard, dans les très remarquables embarcations à faible tirant d'eau auxquelles M. Thornycroft a appliqué ses hélices turbines, car la fraction de tube s'étendait sur tout le canal d'aspiration et se prolongeait en arrière.

On sait que le *Rochambeau* et les garde-côtes, malgré leur faible tirant

d'eau, ont atteint les plus hautes valeurs d'utilisation connues et que le rendement des hélices turbines est bon.

Les essais n'ont pas présenté toute l'exactitude désirable. Une cause d'erreur importante consistait dans la manœuvre des écluses du bassin, qui amenait des variations dans l'immersion de l'hélice.

Toutefois, l'erreur possible sur les chiffres absolus ne saurait infirmer ce résultat important, constaté peut-être pour la première fois, de la rupture de la colonne d'eau actionnée et de la limitation de la poussée, variables, pour une hélice déterminée, avec l'immersion, et, si mes déductions sont exactes, avec la vitesse du navire.

VOIES D'EAU ET POMPES CENTRIFUGES,

PAR M. DE MAUPEOU D'ABLEIGES,

Directeur des Constructions navales.

Le désastre du *Victoria* frappé par l'éperon du *Camperdown*, et peu après la perte du *Fernando* abordé par le *Cécile* ont de nouveau appelé l'attention sur la nécessité de combattre l'effet des voies d'eau, non seulement par le cloisonnement, mais encore par de puissants moyens d'épuisement. Pour le *Fernando* notamment, qui a mis plus d'une demi-heure à couler, les moyens d'épuisement auraient pu lutter avec succès contre l'envahissement de l'eau.

La masse liquide qui pénètre dans un navire par un trou percé dans la carène est très importante, surtout si l'immersion est grande. Le travail nécessaire pour expulser cette eau est proportionnel à la profondeur à laquelle elle a pénétré et correspond à une puissance considérable, comme il est aisé de s'en rendre compte. Soient :

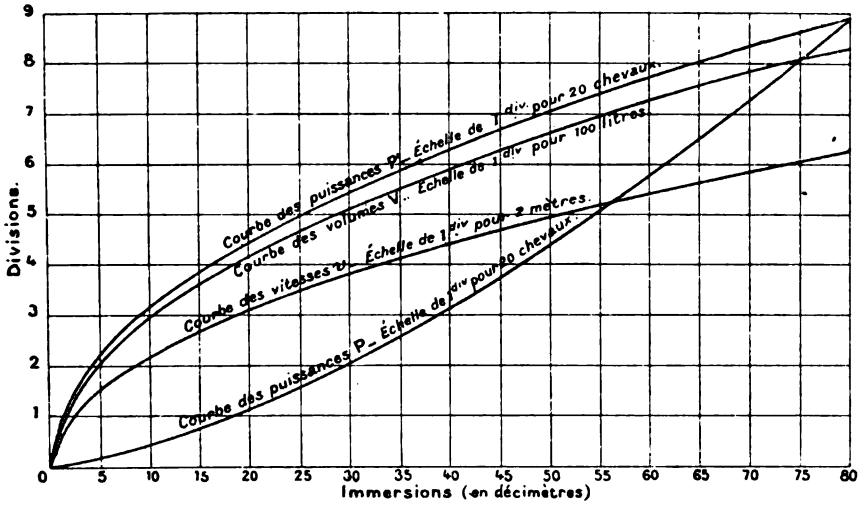
Diamètre du trou formant voie d'eau.....	D = 3,57 décimètres
Section de la voie d'eau.....	S = 10 décimètres carrés
Immersion du centre de la voie d'eau.....	h = décimètres
Vitesse d'écoulement de l'eau à l'entrée.....	v = $\sqrt{20gh}$ décimètres
Volumé d'eau introduit par seconde.....	V = $\frac{2}{3} S v$ litres.
Puissance nécessaire pour expulser ce volumé d'eau	de la profondeur de la voie d'eau. $P = \frac{2 \times V \times h}{750}$ chevaux
	de 8 ^m de profondeur..... $P' = \frac{2 \times V \times 80}{750}$ chevaux

Les résultats du calcul se traduisent par les courbes ci-jointes, pour des immersions comprises entre 0^m et 8^m, et comme nous avons pris une section de 0^m,10, il est facile de trouver le volumé d'eau et la puissance correspondant à une section quelconque.

On voit que par un trou de 0^m,10 (diamètre 0,357) situé à 2^m de profondeur sous l'eau, il entre à bord 430^{lit} de liquide par seconde ou 25,200^{lit} par minute et 1512^m par heure. Quant à la puissance nécessaire pour expulser cette eau, elle ne serait que de 23 chevaux environ si elle ne descendait pas

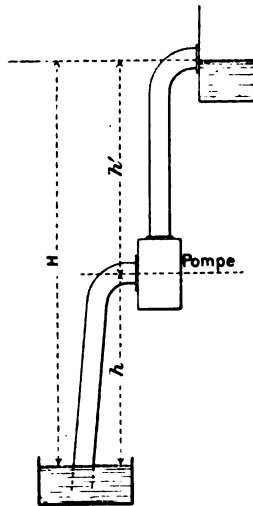
plus bas que 2^m, tandis que si elle tombe à fond de cale (8^m), elle est de plus de 88 chevaux.

Fig. 1.



Il ne saurait être question, pour des épuisements de cette importance, d'employer l'éjecteur ou le pulsomètre; ces appareils, qui se recommandent par leur grande simplicité, dépensent beaucoup trop de vapeur et ne conviennent que dans des cas particuliers.

Fig. 2.



Les pompes à piston sont celles qu'on adopte généralement, bien qu'elles se prêtent moins bien que les pompes centrifuges au manœuvrement des grandes masses d'eau. Ces dernières sont très employées pour les opérations de ren-

flouage et il est permis de se demander si l'on a eu raison de les abandonner pour combattre les voies d'eau à bord des navires de guerre.

Pour être à même de se faire une opinion bien motivée à ce sujet, il est indispensable de comparer les conditions de fonctionnement des deux genres d'appareils.

Quel que soit d'ailleurs le système de la pompe employée pour un épuisement, on la place généralement sur le trajet que l'eau doit suivre dans le sens de la hauteur H , comme le montre le croquis ci-contre, en sorte qu'elle agit à la fois par aspiration et par refoulement $h + h' = H$. Le rapport entre ces deux éléments varie d'ailleurs suivant les circonstances. (Mais comme on a presque toujours intérêt à soustraire les appareils à l'action de l'eau, il arrive généralement que la hauteur d'aspiration h , est assez considérable, tandis que la hauteur de refoulement h' est souvent très faible.

Amorçage. — Lorsqu'on met en route un appareil de pompage sans l'amorcer, le tuyautage étant plein d'air, si la pompe est à piston, elle commence à fonctionner comme pompe à air et, lorsqu'elle est convenablement construite, elle peut s'amorcer d'elle-même. Quant à la pompe centrifuge, elle fonctionne alors comme un ventilateur et, même en s'emballant, elle ne produit qu'une dépression très faible, en sorte qu'on peut la considérer comme incapable de s'amorcer s'il y a une hauteur d'aspiration sensible. Le plus souvent on munit les pompes centrifuges d'un clapet de pied et on les dispose de manière à pouvoir les emplir d'eau ainsi que le tuyautage d'aspiration; on peut encore faire l'amorçage à l'aide d'un éjecteur de vapeur, mais, pour qu'une pompe centrifuge puisse s'amorcer d'elle-même, il convient de supprimer complètement l'aspiration et de ne la faire agir que par refoulement.

Variations d'allure. — Supposons la pompe amorcée; si elle est à piston, elle peut donner un débit à l'allure la plus lente; la hauteur d'élévation est indépendante du nombre de tours, et le débit par tour dépend surtout du volume du corps de pompe. Si l'appareil a un moteur spécial, on peut faire varier l'allure et le débit dans des limites très étendues; la puissance par unité de débit ou par tour varie peu.

Il n'en est pas de même pour la pompe centrifuge, et d'abord il est facile de s'assurer qu'à faible allure le débit est nul. Si l'on augmente progressivement le nombre de tours de l'appareil, on peut constater que l'eau s'élève progressivement dans le tuyautage; l'action de la force centrifuge augmente en effet avec la rapidité du mouvement de rotation et la hauteur de l'eau dans le tuyau de refoulement varie à peu près comme le carré du nombre de tours $h \propto N^2$.

Appelons N le nombre de tours correspondant à la différence de niveau H . Tant que $N < \sqrt{\frac{H}{h}}$, la pompe est incapable d'élever l'eau à ce niveau. Si même

le tuyau de refoulement, au lieu de former déversoir, aboutissait au-dessous du niveau liquide dans le réservoir supérieur, l'eau s'écoulerait de celui-ci dans le réservoir inférieur. C'est un phénomène analogue au renversement de courant qui se produit dans une dynamo lorsque le nombre de tours n'est pas en rapport avec la différence de potentiel à vaincre.

En continuant à accélérer l'allure, il arrive un moment où $N^2 = \frac{H}{A}$; alors l'eau commence à couler par le déversoir et le débit augmente rapidement avec le nombre de tours; c'est qu'en effet l'eau a une tendance à s'élever plus haut, en sorte que sa vitesse d'écoulement augmente en raison de ce surcroît d'élévation ($V = \sqrt{2gh}$). Quant à la puissance développée, elle croît aussi rapidement et le moteur ne tarde pas à se trouver impuissant, d'autant plus que, lorsque le débit est exagéré par rapport aux sections du tuyautage et des conduits de la pompe, le frottement prend une importance considérable.

On voit, en résumé, qu'au point de vue du débit, les pompes centrifuges n'ont pas l'élasticité des appareils à piston; elles sont très puissantes, mais elles ont pour chaque hauteur d'élévation une allure ($N^2 = \frac{H}{A}$) dont il ne faut pas s'éloigner, pour fonctionner dans de bonnes conditions.

Conditions de fonctionnement. — Les conditions de fonctionnement des deux genres d'appareils peuvent se résumer de la manière suivante en négligeant les frottements et autres phénomènes secondaires. Appelons :

N le nombre de tours ou allure de la pompe;

$N - n$ le nombre de tours pour lequel la pompe centrifuge maintient l'eau en équilibre à la hauteur H sans cependant donner de débit;

$H + h_1$ la hauteur à laquelle la pompe centrifuge élèverait l'eau sans donner de débit en faisant N tours.

POMPE A PISTON.

POMPE CENTRIFUGE.

Hauteur à laquelle le liquide est élevé = H

Indépendante du nombre de tours N .

Proportionnelle au carré du nombre de tours.

$$H + h_1 = AN^2.$$

$$H = A(N - n)^2.$$

$$h_1 = 2ANn \text{ (en négligeant } n^2).$$

Débit de l'appareil = Q.

Proportionnel au nombre de tours
 $Q = B' \times N.$

Proportionnel à la racine carrée de h_1 .

$$Q = B \sqrt{h_1} = B' \sqrt{N}n,$$

$$Q = 0 \text{ pour } h_1 = 0 \text{ ou } N < \sqrt{\frac{H}{A}}.$$

Puissance nécessaire pour le fonctionnement de l'appareil = P.

Proportionnelle au produit de la hauteur
par le débit :

$$P = C' \times H \times Q = D' \times H \times N.$$

Proportionnelle au produit de la hauteur
par le nombre de tours quel que soit le
débit : $P = C'(H + h_1) \times N = DN^2.$

Utilisation ou rapport du travail utile au travail dépensé.

$$\frac{HQ}{P} = C'.$$

$$\frac{HQ}{P} = E \left(\frac{N - n}{N^2} \times \sqrt{N} n \right) \quad (1).$$

On voit que l'utilisation est constante pour les pompes à piston, en négligeant, bien entendu, les phénomènes secondaires, tandis qu'elle a un maximum pour les pompes centrifuges et ce maximum a lieu pour $n = \frac{N}{5}$ ou $n = \frac{N - n}{4}$, c'est-à-dire lorsque l'allure dépasse de $\frac{1}{4}$ le nombre de tours suffisant pour maintenir l'eau en équilibre au niveau du déversoir. Ce chiffre est d'ailleurs modifié par les frottements.

On voit également que si la hauteur varie avec la pompe à piston, la puissance doit varier proportionnellement à la hauteur, quel que soit le nombre de tours. Pour maintenir un nombre de tours constant, il faut augmenter la pression de vapeur ou l'introduction lorsque la hauteur d'épuisement augmente. Il n'en est pas de même avec les pompes centrifuges; si l'on suppose $P = KN^2$ comme $P = (H + h) N$, il en résulte que $H + h = \frac{AN^2}{N}$ est constant; si la hauteur d'épuisement H augmente, h diminue et par suite le débit, mais le nombre de tours N ne varie pas. En réalité, le nombre de tours augmente même souvent avec la hauteur d'épuisement parce que la pompe a un débit trop considérable lorsque la hauteur d'épuisement est faible, ce qui entraîne des frottements exagérés. C'est ce que constate M. Dumont dans ses instructions.

Au commencement d'un épuisement, alors que la fouille est pleine et la hauteur d'élévation faible, la machine ne peut prendre sa vitesse; au fur et à mesure que la hauteur d'élévation augmente, l'allure de la machine devient plus rapide, tout naturellement, et ce n'est que quand la hauteur d'élévation maximum est atteinte qu'elle doit marcher à sa vitesse normale.

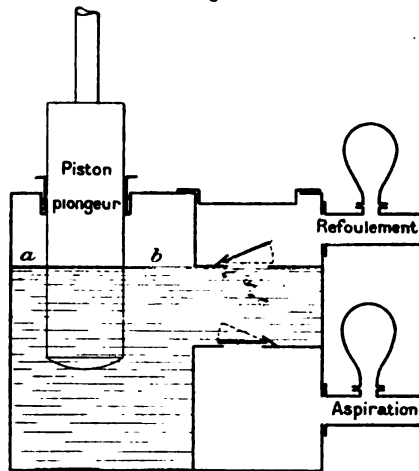
Rentrées d'air. — Les rentrées d'air sont toujours nuisibles au bon fonctionnement des pompes; elles diminuent leur rendement, mais elles ne paralysent généralement pas les pompes à piston bien construites.

Il faut avoir soin que les clapets de refoulement soient situés à la partie supérieure du corps de pompe, sans quoi l'air, s'accumulant dans le volume

(1) Nous n'avons pas la prétention d'établir ici une théorie exacte des pompes centrifuges, et les formules simples que nous indiquons ont seulement pour but de comparer leur mode de fonctionnement avec celui des pompes à piston.

ab situé au-dessus du siège des clapets, se dilate et se comprime à chaque coup de piston et diminue le rendement d'autant plus que la hauteur de refoulement est plus grande. Les réservoirs d'air, utiles sur l'aspiration et sur le refoulement, pour régulariser l'écoulement et éviter les coups de bélier, sont très nuisibles dans le corps de pompe. Un effet du même genre peut se produire dans le tuyautage d'aspiration s'il présente un contre-coude comme ci-

Fig. 3.



dessous. Une rentrée d'air en *a* donne des bulles qui s'amassent en *b*, étranglent la section, réduisent le débit et peuvent même le rendre nul. On sait également qu'un siphon se désamorce au bout de peu de temps s'il y a une rentrée d'air, en *a* par exemple ; il cesse de donner dès que le niveau de l'air est arrivé en *b*, puis il se vide.

Fig. 4.

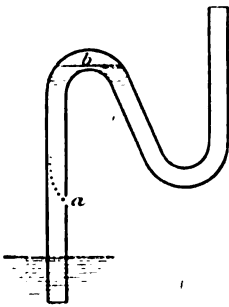
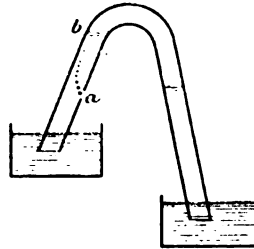


Fig. 5.



Un phénomène du même genre se produit dans les pompes centrifuges en vertu du mouvement de rotation dont elles sont animées. Supposons en effet un tambour monté sur un axe et muni de cloisons rayonnantes; mettons à l'intérieur une certaine quantité d'eau et faisons-le tourner. L'eau, qui est plus dense que l'air, se portera sur la paroi extérieure en vertu de la force

centrifuge, et si celle-ci est supérieure à l'action de la pesanteur, lorsque le système sera en équilibre, l'eau formera dans le tambour un anneau ee' , tandis que l'air restera au centre en aa' . C'est ce qui se produit dans une pompe centrifuge lorsque l'eau aspirée est mélangée d'air; quelques bulles peuvent être entraînées par le courant, mais la plupart de ces bulles se réunissent autour de l'axe de rotation, s'y cantonnent et forment au centre du

Fig. 6.

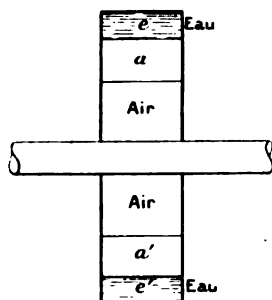
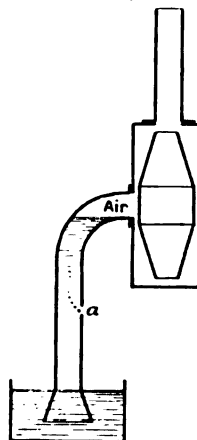


Fig. 7.



disque tournant un noyau d'air qui augmente tant que de nouvelles bulles d'air viennent l'alimenter. Il arrive un moment où le courant d'eau se trouve complètement interrompu par l'accumulation d'air et où le débit cesse; la pompe ne fait alors que contre-balancer le poids de la colonne d'eau du refoulement. C'est un effet analogue à celui que nous avons signalé pour le siphon lorsqu'il y a une rentrée d'air dans la branche aspirante.

Lorsqu'on constate que le débit de la pompe diminue notablement, par suite d'une rentrée d'air venant du clapet de pied, il suffit de la stopper momentanément et de la remettre à son allure ordinaire pour retrouver le débit normal. Le mouvement de rotation cessant, l'air cantonné au centre monte, se dégage par le tuyau de refoulement et est remplacé par l'eau contenue dans ce dernier, en sorte que la pompe se trouve amorcée et prête à fonctionner dans de bonnes conditions, pourvu toutefois que le volume d'eau contenu dans le refoulement soit suffisant.

Pour combattre le mauvais effet des rentrées d'air sur le fonctionnement des appareils centrifuges, on les a quelquefois munis d'une petite pompe disposée pour aspirer au centre du disque tournant et pour enlever l'air qui s'y accumule, mais on se contente généralement d'envoyer dans les presse-étoupes de l'arbre du disque, de l'eau sous pression, prise au refoulement, de façon à supprimer cette cause de rentrée d'air qui est la plus à craindre.

Fonctionnement sûr. — Le meilleur moyen pour assurer aux pompes centrifuges un fonctionnement absolument sûr est de supprimer l'aspiration en

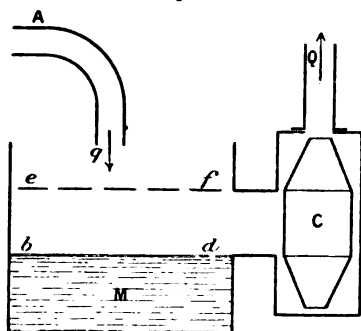
noyant la pompe. Dans ces conditions, l'appareil s'amorce tout seul, et si, par suite de manque d'eau, l'air atteignait le centre de la pompe et la désamorçait, celle-ci se réamorcerait d'elle-même dès que l'eau reviendrait.

Fonctionnement mixte. — On peut se demander ce qui se produirait si l'arrivée d'eau à la pompe était inférieure au débit de l'appareil. Le fonctionnement serait-il continu ou intermittent ?

Pour résoudre cette question, on a disposé une pompe centrifuge dans les conditions figurées sur le croquis ci-contre :

- M, réservoir d'eau,
- C, pompe centrifuge aspirant dans ce réservoir,
- A, tuyau d'arrivée d'eau dans le réservoir,
- N, allure normale de la pompe,
- Q, débit correspondant,
- q , débit du tuyau d'arrivée d'eau dans le réservoir M.

Fig. 8.



Nous supposons $q < Q$.

Si le réservoir est vide et qu'on fasse tourner la pompe à son allure normale en ouvrant le tuyau A, le niveau montera progressivement; lorsque le liquide arrivera en bd , l'eau se déversera dans la pompe qui commencera à barboter; le niveau continuant à monter, elle s'amorcera d'elle-même lorsque le niveau sera assez élevé, puis celui-ci redescendra.

L'expérience montre que, si Q diffère peu de q , le fonctionnement est intermittent, la pompe s'amorce et se désamorce, et le niveau de la caisse M varie dans des limites assez étendues; ce fait s'explique par la diminution de l'action centrifuge occasionnée par la présence de l'air dans le disque tournant.

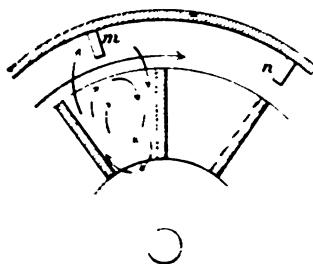
Si, au contraire, Q est beaucoup plus grand que q , alors le fonctionnement est continu, le niveau dans la caisse M varie peu et est assez voisin de bd ; tandis que, dans le cas précédent, la pompe ne refoulait que de l'eau, elle refoule alors un mélange d'air et d'eau dont la densité est en rapport avec l'allure de la pompe et la hauteur d'élévation.

Dans les deux cas, le fonctionnement de la pompe est parfaitement assuré sans qu'on ait besoin de la surveiller et l'épuisement se fait régulièrement, sinon économiquement.

Fonctionnement à blanc. Emballement. — Lorsque, par suite d'une accumulation d'air en contre-haut des clapets de refoulement d'une pompe à piston, elle cesse de débiter, l'air alternativement comprimé et dilaté fait ressort et rend en partie le travail qui lui est transmis ; le moteur, trouvant beaucoup moins de résistance, s'emballe notablement. Si le tuyau de refoulement était fermé, la pompe s'arrêterait si rien ne venait à casser.

Il n'en est pas de même avec la pompe centrifuge. Si l'air cantonné au centre supprime le débit, la pompe s'emballe bien un peu, surtout lorsque la hauteur d'aspiration est considérable, parce que l'air situé au centre de la turbine finit par atteindre la pression atmosphérique ; mais, la puissance va-

Fig. 9.



riant comme le cube du nombre de tours, l'emballement est relativement modéré. Si l'on vient à fermer le tuyau de refoulement, la pompe ne stoppe pas, son nombre de tours varie même très peu, toute la puissance est absorbée dans l'appareil en remous et en frottements. L'eau doit tourbillonner entre les palettes de la turbine, l'aspiration qui a lieu sur leur face arrière produisant un courant centripète, tandis que la force centrifuge détermine sur la face avant un courant de sens inverse.

Cette propriété dont jouissent les pompes centrifuges d'absorber un travail considérable sans que l'eau se renouvelle, peut être utilisée dans certains cas. Ainsi, pour essayer l'emploi du pétrole comme moyen de chauffage sur un torpilleur, on a pu fonctionner à terre en remplaçant l'hélice par un disque de pompe centrifuge tournant dans une caisse pleine d'eau. On absorbait ainsi plusieurs centaines de chevaux sans autre résultat que d'élever progressivement la température du liquide. Aucun frein n'aurait pu absorber une puissance aussi considérable en soutenant une allure régulière. Cette puissance était d'ailleurs mesurée comme d'habitude avec des indicateurs. La présence de cloisons radiales ~~et~~ dans l'espace annulaire qui entoure le disque tournant augmente encore la résistance à la rotation en empêchant celui-ci de prendre un mouvement régulier de rotation.

Le vide qui tend à se produire sur la face arrière des ailettes des pompes et des ventilateurs centrifuges joue dans le fonctionnement de ces appareils un rôle très important, et dont on n'a pas toujours assez tenu compte dans leur tracé.

Conclusion. — On voit, en résumé, que les pompes centrifuges peuvent avoir un fonctionnement aussi sûr que celui des pompes à piston, à la condition de supprimer l'aspiration et de les noyer; on évite alors les rentrées d'air qui occasionnent le désamorçage de l'appareil et paralysent son fonctionnement.

L'axe de la pompe peut d'ailleurs être horizontal, comme on le met généralement, ou vertical. Cette dernière disposition éloigne le moteur, machine à vapeur ou dynamo, du niveau de l'eau à épuiser et paraît avantageuse dans la plupart des cas.

Ainsi disposée, une pompe centrifuge ferait certainement une excellente pompe d'épuisement à bord des navires de guerre et, comparée à une pompe à piston de même puissance, elle serait beaucoup plus légère, moins encombrante et moins dispendieuse.

A l'arrière des cuirassés, les moyens d'épuisement sont généralement puissants, car on utilise les pompes de circulation des grandes machines. Au centre on a des pompes spéciales à piston pour le service des drains. C'est l'avant qui est le moins bien partagé, et c'est pourtant là que les voies d'eau sont le plus à craindre, aussi bien dans les œuvres vives que dans les œuvres mortes, la vitesse du navire facilitant l'entrée du liquide. C'est là aussi que l'introduction de l'eau a l'effet le plus fâcheux sur l'assiette et la stabilité du navire.

C'est donc à l'avant des chaudières qu'une puissante pompe centrifuge paraît avoir sa place indiquée sur les navires de guerre. On la logerait dans le double fond et l'arbre de commande monterait dans l'entrepont situé au-dessous du pont cuirassé où se trouverait le moteur. Avec les pressions élevées des chaudières actuelles, le moteur à allure rapide serait à la fois puissant, léger et peu encombrant.

L'aspiration de la pompe se ferait dans une sorte d'archipompe dont les faces, munies de clapets en caoutchouc et même de vannes, permettraient d'aspirer dans différents compartiments du navire. Le refoulement de la pompe peut être sous-marin, en le munissant d'un robinet et d'un clapet bien installé.

Après du mécanicien, il est nécessaire d'installer un tachymètre pour qu'il puisse régler l'allure de l'appareil, et un indicateur lui faisant connaître le niveau de l'eau dans l'archipompe et dans les compartiments dans lesquels on peut puiser. Il doit également avoir sous la main la manœuvre des vannes permettant de faire communiquer l'archipompe avec les divers compartiments.

Le croquis ci-contre représente l'installation d'une pompe centrifuge à axe vertical dans le double fond d'un cuirassé (*Pl. VIII*).

Discussion du Mémoire de M. de Maupeou.

M. NORMAND fait remarquer, à l'appui de ce qu'a dit M. de Maupeou, que les pompes centrifuges ont le grand avantage de permettre la suppression des clapets dans les cales où l'eau est chargée d'impuretés, et d'écarter ainsi des chances fréquentes d'avaries.

M. DE MAUPEOU ajoute que, lorsqu'elles sont bien installées, on peut compter sur un débit double de celui d'une pompe à piston, pour le même prix. Si on les a abandonnées, c'est qu'elles étaient installées dans de mauvaises conditions.

ÉTUDE

SUR

L'AUTONOMIE DES PORTS DE COMMERCE

EN FRANCE ET EN ANGLETERRE,

PAR M. CHARLES LE COUR GRANDMAISON,
Ancien Député.

Après bien des retards et des hésitations, la Chambre des députés a voté, au mois de janvier 1893, la prorogation pour dix ans de la loi sur la Marine marchande. L'économie de cette loi est trop connue pour qu'il soit nécessaire d'entrer dans des explications à ce sujet. Il est alloué des primes à la construction et des primes à la navigation.

Les primes à la construction ne sont en réalité que le remboursement des droits de douane sur les matières premières entrant dans la construction des bâtiments de mer; mais la nouvelle rédaction majore un peu le taux établi par la loi de 1881, de manière à laisser une certaine prime au constructeur. La prime à la navigation se calcule d'après le tonneau de jauge et la distance parcourue.

Des modifications assez importantes ont été apportées par le Parlement dans cette partie de la loi.

D'abord, après une lutte acharnée, on a supprimé la demi-prime que la loi de 1881 accordait aux navires construits à l'étranger et décidé que les navires de construction française bénéficieraient seuls de la loi.

Puis il a été admis que la prime à la navigation serait établie d'après la jauge brute, au lieu d'être calculée, comme par le passé, sur la jauge nette, ce qui a obligé d'adopter une base différente pour les navires à vapeur et les voiliers; et, par une mesure très favorable aux constructeurs français, il a été décidé que, quelle que fût l'époque de la construction, tout navire sortant des chantiers français aurait droit à dix années de prime; enfin le cabotage, sacrifié en 1881, a été admis au bénéfice de la loi.

Cette loi donne satisfaction aux réclamations formulées depuis longtemps par l'industrie française, et elle a été en général accueillie très favorablement par les armateurs.

Cependant nous avons le regret de constater que, jusqu'à présent, elle n'a pas donné lieu à un mouvement d'affaires considérable et que les résultats, tant au point de vue de l'armement que de la construction, ont été assez médiocres.

Il nous semble pourtant qu'il ne faudrait pas trop se hâter de conclure à l'inefficacité du système et qu'il y a lieu d'étudier les causes multiples qui concourent en ce moment à empêcher le développement de la Marine marchande française.

En premier lieu, il faut placer la crise économique. Les frets sont tombés depuis quelques années à des cours sans précédents et qui cessent d'être rémunérateurs. Cela tient à l'exagération des constructions anglaises et à la surabondance du tonnage disponible. Dans ces conditions, les Sociétés d'armement déjà anciennes, qui disposent d'un matériel en partie amorti continuent péniblement à vivre, mais les Sociétés nouvelles qui voudraient créer une flotte n'entrevoient pas la possibilité de bénéfices.

Cette situation est transitoire; des tableaux dressés au moment de la discussion de la loi de la Marine marchande par le Président du Syndicat nantais montrent qu'il existe encore en Europe un nombre considérable de vieux navires en bois, de types démodés et d'un âge avancé. Ce vieux matériel, sans valeur, est aux mains de certaines nations maritimes qui naviguent avec une économie extraordinaire; il pèse lourdement sur le marché général parce qu'il cherche à s'utiliser à tout prix, mais sa disparition n'est plus qu'une question de quelques années. De plus on signale déjà un arrêt considérable dans la production des chantiers anglais; la diminution pour 1893 est de plus de 25 pour 100. L'équilibre détruit ne tardera pas à se rétablir.

La France a souffert plus que tout autre de cette crise qui a coïncidé avec l'établissement du nouveau tarif des douanes et avec l'adoption, par les chemins de fer français, du système de tarification belge à base kilométrique décroissante.

Les frets ont manqué tant à la sortie qu'à l'entrée, et le cabotage a été écrasé par la concurrence. D'autre part, l'outillage encore insuffisant de nos grands ports et l'absence d'un réseau de navigation intérieure permettant des transports à prix réduits n'ont pas permis aux grands ports comme le Havre, Nantes, Saint-Nazaire et Marseille de prendre dans le transit de l'Europe centrale la part qui devrait leur revenir d'après leur position géographique.

C'est là un élément d'infériorité qu'on ne saurait méconnaître, mais qu'il ne faut pas exagérer, car le mouvement maritime de la France n'a pas diminué, et les navires étrangers trouvent encore chez nous un élément important d'activité et de prospérité. Ce qui est surtout déplorable, c'est de voir que le

pavillon français couvre à peine un tiers du mouvement maritime de nos ports, et il importe de rechercher la raison de cet état de choses.

Nous croyons qu'il tient à l'organisation des travaux publics en France et au traitement que subissent nos navires dans les ports étrangers.

Nous avons toujours pensé que la loi sur la Marine marchande et les primes accordées n'étaient qu'un palliatif et qu'on ne pouvait espérer voir la Marine française reflleurir tant qu'on n'aurait pas mis les armateurs français dans la possibilité de lutter à armes égales contre leurs concurrents étrangers.

Aux termes des traités de navigation et après la suppression des surtaxes de pavillon, les navires français doivent être traités, dans les ports étrangers, comme les navires appartenant à la nation contractante : on ne peut percevoir sur eux aucun droit qui ne serait pas également perçu sur les navires nationaux. Telle est la thèse.

Nous parlons, bien entendu, des pays qui ont avec la France des traités de navigation ; nous ne parlons pas de l'Espagne et de l'Italie qui perçoivent une surtaxe de pavillon de 2^{fr} par tonneau sur les navires français. Nous nous occuperons surtout de l'Angleterre qui a garanti à notre pavillon la réciprocité la plus complète, *tandis qu'en fait nous avons la preuve certaine que les navires français ne jouissent pas, dans les ports anglais, du même traitement que les navires anglais.*

Ceci a été longtemps contesté, mais après les travaux de MM. Plocq et Laroche, ceux de MM. Pastoureau, Labesse et Baysselance, de Bordeaux, et surtout après l'enquête faite avec tant d'intelligence, en 1887, par MM. Colson et Roume ⁽¹⁾, il est facile de se rendre compte du malentendu qui s'est produit et dont nous avons tant souffert.

Rien de plus simple que le régime des travaux publics en France ; l'État est le grand constructeur et l'entrepreneur universel ; il exécute tous les travaux avec l'argent provenant du budget ; chaque contribuable en paye indistinctement sa part et, par contre, jouit gratuitement de tous les travaux exécutés par l'État, routes, ponts, canaux, ports, etc.

C'est un système qui peut se défendre et qui est entré dans nos mœurs, mais il a l'inconvénient de ne pas faire participer les étrangers aux charges énormes résultant de nos travaux publics.

Quand un négociant ou un cultivateur français se sert d'une route, d'un quai, d'un bassin, il sait que l'abonnement lui sera réclaté par le percepteur. L'étranger, au contraire, jouit de la gratuité absolue et use, sans compensation, de tous les avantages que se sont chèrement procurés les contribuables français. Dans ces conditions, il a été possible de chiffrer la subvention indirecte payée aux producteurs étrangers : elle s'élève à près de 400 millions

(1) *L'organisation financière des ports maritimes de commerce en Angleterre*, par MM. COLSON et ROUME (*Annales des Ponts et Chaussées*, janvier 1888), édité par V. Ch. Dunod, 1888.

par an; une partie seulement rentre dans le Trésor, sous forme de droits de douane.

Tout autre est le système adopté dans les autres pays, et notamment en Angleterre.

Il n'existe pas en Angleterre de Ministère des Travaux publics, et les grands travaux sont exécutés par des corporations ou des compagnies privées, qui rentrent dans leurs déboursés au moyen de taxes ou de péages et dont M. de Franqueville a décrit l'organisation après sa mission de 1874.

Ces compagnies ou corporations ont dépensé 3 milliards pour la création et l'outillage des ports anglais, et les contribuables anglais n'ont pas eu à supporter un penny de charges provenant des travaux des ports. Tous ces travaux ont été exécutés et amortis au moyen de ressources spéciales, prises dans les ports; au moyen de véritables droits de douane portant à la fois sur les navires et sur les marchandises; ces ressources ont été évaluées par MM. Plocq et Laroche, à 180 millions par an; MM. Colson et Roume se sont ralliés à ce chiffre, mais, suivant l'opinion de la Chambre de Commerce de Bordeaux et mes propres appréciations, elles atteignent au moins 200 millions, car il faut y comprendre certains frais que l'on considère en France comme faisant partie de l'outillage proprement dit du port.

Ces sommes proviennent d'un droit de tonnage qui est en moyenne de 2^{fr},20 pour le long cours et 0^{fr},75 pour le cabotage, et de droits sur les marchandises⁽¹⁾. Les ports sont gérés par des administrations spéciales constituées en vertu d'un bill du parlement et jouissant de privilèges considérables; ces administrations rentrent dans les emprunts qu'elles ont faits et pourvoient aux frais de l'entretien au moyen de ces droits locaux.

Les droits sur les navires se décomposent à l'infini, et M. Baysselance, maire de Bordeaux, les énumère ainsi : « Depuis le phare resplendissant qui éclaire leur atterrissage, jusqu'à la modeste bouée qui les guide dans le chenal; depuis les vastes magasins qui abritent les marchandises jusqu'à la boucle à laquelle s'amarre le navire; depuis les gigantesques appareils élévatoires qui permettent de charger et de décharger avec une merveilleuse rapidité jusqu'à la fontaine qui donne de l'eau douce à l'équipage, tout objet rendant un service quelconque donne lieu à une redevance, minime, il est vrai, et toujours inférieure à la valeur du service rendu, mais perpétuelle et proportionnelle à la grandeur du bâtiment et à l'importance du fret qu'il a pu percevoir lui-même. »

On comprend aisément combien l'autonomie des ports anglais a facilité leur essor, et combien cette dotation qui leur est faite rend rapide et simple l'exécution des travaux nécessaires et l'amortissement des sommes dépensées.

Les droits d'importation et d'exportation sur les marchandises constituent la principale ressource des corporations ou compagnies concessionnaires.

(1) Colson et ROUME, p. 214.

Ces droits équivalent à de véritables droits de douane. A *Londres*, la seule compagnie des *Albert et Victoria Docks* a perçu en 1886, d'après le rapport de MM. Colson et Roume, 17 millions de droits d'importation sur les marchandises et 2 200 000^{fr} de droits d'exportation. La compagnie rivale *East and West India Docks* a perçu pour 902 000^{fr} de droits sur les marchandises.

Les corporations du port de Liverpool ont perçu, dans l'exercice 1879-1880, 1 581 000^{fr} de droits sur les marchandises.

Non seulement c'est là une ressource considérable, qui permet de gager des emprunts et d'exécuter sans retard les travaux indispensables, mais, ce qu'il importe de constater, c'est le fonctionnement du système qui permet, dans son application, de maintenir, au profit d'une partie de la marine nationale, de véritables surtaxes de pavillons et favorise, au profit des armateurs anglais, le jeu de droits différentiels.

Après 1866, le gouvernement de la Reine a bien supprimé les quelques taxes perçues, au profit du Trésor, dans les ports anglais, et proclamé le principe de la gratuité absolue pour les Français comme pour les nationaux, mais il n'a pu racheter les concessions et déposséder les corporations qui perçoivent dans les ports les droits et taxes d'une manière complètement libre.

Elles ne peuvent exiger plus que le tarif annexé dans la charte ou bill qui les a constituées, mais ce tarif général, qui ressemble à celui des chemins de fer, n'est plus celui qui est appliqué généralement; et il y a été dérogé par de nombreux tarifs spéciaux, par des abonnements, par des réductions de toute sorte.

Ce qui est habile et conforme aux habitudes anglaises, c'est que, le plus souvent, ces réductions, ces détaxes et abonnements sont consentis d'une manière spéciale, et en fait les étrangers, surtout quand ils envoient un seul navire faire une opération isolée dans un port, ne profitent pas des réductions et détaxes, et continuent à payer d'après le tarif général imprimé.

Cet état de choses est, à notre avis, une des principales causes de l'infériorité de la marine française au point de vue de la concurrence internationale.

Si l'on prend pour exemple les principaux ports à charbon, il est facile, en effet, de se rendre compte de l'impossibilité de lutter. Qu'un armateur français envoie ses bâtiments à vapeur à Cardiff ou à Penarth, ports appartenant au marquis de Bute et exploités par deux compagnies commerciales, il devra payer des droits de port et des droits sur la marchandise s'élevant en moyenne à 1^{fr} par tonne, charge considérable alors qu'il s'agit de frets qui, pour la France, varient de 4^{fr}, 50 à 6^{fr} pour l'Océan et à 8^{fr} pour la Méditerranée.

S'il fait cinquante-deux voyages dans l'année, chiffre normal pour les charbonniers allant au Havre, à Saint-Nazaire ou à la Rochelle, on voit quelle somme énorme il aura payée à la fin de l'année.

Il trouvera comme concurrents des navires anglais qui, presque tous, appartiennent à des compagnies dans lesquelles lord Bute est intéressé, qui jouissent d'abonnements ou de détaxes presque totales, et qui, par conséquent,

sont protégés par une véritable surtaxe qui varie de 5 à 10 pour 100 de la valeur du fret.

On a contesté pendant longtemps la possibilité de ces détaxes; il ne semble pas possible aujourd'hui de les mettre en doute après les constatations faites. MM. Colson et Roume ⁽¹⁾ se sont expliqués nettement à cet égard.

« Dans tous les ports que nous avons visités, disent-ils, nous avons demandé si les perceptions se faisaient toujours conformément aux tarifs. Des réponses qui nous ont été faites il résulte que les administrations publiques (notez qu'il n'en existe pas pour ainsi dire dans les ports, en Angleterre), perçoivent généralement le plein de leurs tarifs; quand elles veulent réduire une taxe, elles le font par une modification officielle.

» Ces modifications, lorsqu'elles ont pour objet les droits de tonnage sur les navires, doivent nécessairement avoir une *certaine généralité*, car les bills qui autorisent les taxes obligent à percevoir le même droit sur tous les navires rangés dans une même classe de tarifs maximum; et *ordinairement* les navires venant d'un même pays sont dans la même classe, quelle que soit leur nature.

» C'est seulement dans les cas très exceptionnels, sous une *nécessité pressante de concurrence*, ou comme mise à l'essai d'une réduction officielle des taxes projetées, que les autorités publiques locales dérogent à leur tarif.

» Mais il n'en est pas de même des *SOCIÉTÉS COMMERCIALES PROPRIÉTAIRES DE DOCKS*. Celles-ci revendiquent hautement le droit d'accorder des détaxes, de conclure avec les armateurs et les négociants des *traités particuliers*.

» *En tout temps elles en usent dans certaines limites*; dans les moments où la concurrence est très active, comme c'est le cas actuellement à Londres et à Hull, elles bouleversent complètement l'économie des tarifs.

» Plus tard, les agents du *Board of Trade*, mis en demeure par les envoyés français, après avoir dit qu'ils ne connaissaient *pas officiellement de dérogation à l'égalité du traitement*, répondaient : « Il est possible que vous en trouviez, nous n'avons aucun droit de contrôle : la nature humaine n'est pas infallible; le commerce et la concurrence ont des exigences qui sont parfois dures. »

» Mais quand même nous connaîtrions ces faits, nous ne pourrions y remédier; nous n'avons aucun pouvoir sur les autorités locales; seulement, ce qui prouverait qu'il n'y en a pas, c'est que les particuliers ne réclament pas alors qu'ils auraient toute facilité pour s'adresser aux tribunaux. »

L'indépendance des autorités locales, des corporations et surtout des sociétés commerciales est poussée à un tel point en Angleterre et paraît tellement en dehors de nos idées françaises, que nous voulons nous couvrir derrière le rapport officiel ⁽²⁾.

(1) COLSON et ROUME, p. 35 à 36.

(2) COLSON et ROUME, p. 8.

» En dehors des cas particuliers, comme ceux où le *Board of Trade* est appelé à émettre un avis sur un bill soumis au Parlement, ou à donner une autorisation provisoire qui permette de faire certains travaux sans attendre un *bill privé*, il ne semble pas que l'*administration centrale* se préoccupe autrement de ce qui se passe dans chaque port. Les administrations locales publient leurs tarifs pour l'usage du commerce; elles publient également presque toutes des états de recettes et de dépenses, soit pour leurs actionnaires, lorsque le port appartient à une société commerciale, soit pour leurs électeurs, lorsque le port dépend d'une corporation dont les administrateurs sont nommés par les intéressés; mais le *Board of Trade* ne reçoit ni les tarifs, ni les comptes, et ne possède aucune collection de ces documents.

» De nos entretiens avec les principaux chefs de service, il résulte que *non seulement le Board of Trade n'a aucune autorité sur les tarifs, mais que même il n'est pas avisé des modifications qui y sont apportées*. Les bills qui forment la constitution de chaque port, et qui contiennent des prescriptions souvent minutieuses pour son administration, *fixent des maxima pour leurs perceptions*, imposent certaines obligations, interdisent les inégalités de traitement et les préférences non motivées. Mais le *Board of Trade* n'exerce aucune surveillance pour s'assurer de l'observation de ces diverses prescriptions, *n'a aucun corps permanent de fonctionnaires chargés de vérifier que l'on s'y conforme*. Nous nous sommes, à diverses reprises, enquis des conséquences que pourrait avoir une violation des statuts. Il nous a été partout répondu que les parties lésées s'adresseraient aux tribunaux si elles le jugeaient à propos, mais que *l'administration n'aurait nullement à intervenir*. »

Les renseignements publiés par MM. Plocq et Laroche et MM. Colson et Roume ont été puisés dans les publications commerciales, et surtout dans les réponses au questionnaire de l'Enquête parlementaire de 1883 et 1884.

Au risque d'allonger cette communication, nous ne pouvons résister au plaisir de citer encore un passage du rapport qui prouve avec quelle complaisance le gouvernement anglais sait fermer les yeux sur un état de choses favorable aux intérêts nationaux. Il s'agit de l'Enquête de 1883, et c'est la réponse d'un membre du *Board of Trade* ⁽¹⁾.

« Certaines administrations locales ont fourni des tarifs et des comptes très détaillés, mais beaucoup d'autres n'ont envoyé que des documents très sommaires. *Plusieurs Sociétés anonymes* et la plupart des particuliers *propriétaires de ports* ont, sur tout ce qui regardait les résultats financiers de l'entreprise, répondu simplement que *c'était une affaire privée*. Les *compagnies de chemins de fer*, qui possèdent un assez grand nombre de bassins et de docks, ont assez souvent répondu que les recettes et les dépenses étaient confondues, dans leurs comptes, avec celles de l'ensemble de l'exploitation.

(1) COLSON et ROUME, p. 8.

Les compagnies sont, en effet, peu désireuses de voir l'attention publique se porter sur la gestion d'entreprises que le Parlement voit dans leurs mains d'un œil défavorable, en raison de l'importance du monopole constitué par la réunion des ports et des chemins de fer. Leur peu de disposition à renseigner à cet égard l'Administration est tel qu'il nous a été donné à entendre que, pour obtenir d'elles le plus d'informations possible, il valait mieux se présenter avec une autre attache que celle du *Board of Trade*.

» Enfin, dans l'enquête de 1883, pour plusieurs établissements de premier ordre comme *Great Grimsby* ou les *Docks de Newport*, on indique seulement qu'aucune réponse n'a été faite au questionnaire; quant aux docks de Londres, ils ne sont même pas mentionnés. »

Il faut avouer qu'en 1866, avant la suppression de la surtaxe de pavillon, les négociateurs français auraient bien dû se préoccuper un peu de cette situation. On a promis l'égalité de traitement, tandis qu'en fait toutes les faveurs sont réservées aux navires appartenant au port et aux navires anglais et que les français payent partout les pleins tarifs.

Pour qui connaît l'organisation de l'industrie de l'armement en Angleterre, il est facile de comprendre l'importance de ce régime au point de vue de la navigation de concurrence. Tous les armateurs anglais font partie des corporations locales, et beaucoup de lignes appartiennent soit aux compagnies de chemins de fer, soit aux particuliers propriétaires de ports; pour une raison ou pour une autre, en raison des arrangements passés entre les différents ports, presque tous les navires appartenant à des Anglais jouissent donc d'un traitement de faveur et bénéficient de remises ou de détaxes dont il est difficile, le plus souvent, de déterminer l'importance, mais qui rendent impossible la lutte pour des navires étrangers.

Nous savons même que, dans certains ports appartenant à des compagnies de chemins de fer anglais qui ont des lignes régulières sur la France, des armateurs français se sont vu non seulement refuser tout abonnement, mais même refuser des tarifs de transport réduits pour leurs marchandises, la compagnie voulant se réserver le monopole de ce trafic.

Telle est la situation, elle mérite d'être étudiée et signalée; peut-être en la connaissant mieux, les armateurs français pourraient-ils espérer bénéficier, eux aussi, de certaines détaxes ou de certains abonnements.

Peut-être, par exemple, un syndicat d'armateurs pourrait-il utilement s'occuper de cette question, et engager des procès ou des négociations.

Mais nous croyons qu'il faut s'attendre à de grandes résistances, et que le plus prudent serait de modifier un peu le régime de nos ports pour arriver à y réserver à notre pavillon les mêmes avantages et la même protection.

Comment le faire sans modifier tout notre système de travaux publics? On le pourrait, croyons-nous, en remettant à des syndicats locaux ou aux chambres de commerce l'administration, au moins partielle, de nos ports et en leur

donnant le droit de racheter les droits actuels de quai et de statistique qui frappent, d'une manière uniforme, sur tous les navires et les marchandises, pour les remplacer par des taxes locales et des tarifs gradués.

Une proposition de loi tendant à étendre les attributions des chambres de commerce et à permettre la concession des travaux des ports aux départements, aux municipalités, à des syndicats ou à des compagnies, avait déjà été soumise aux Chambres en 1887 et en 1889; elle a donné lieu à une discussion publique, lors du vote du budget de 1888 et de 1889 (1).

Elle faisait, croyons-nous, une distinction nécessaire entre les travaux d'utilité publique (ceux qui intéressent la défense nationale ou les intérêts généraux du pays) et les travaux d'utilité secondaire qui tendent à développer le mouvement maritime d'un port ou d'une région.

Dans la première catégorie, les auteurs du projet avaient compris : l'approfondissement des passes donnant accès dans les ports et les travaux à exécuter à l'embouchure et dans la partie maritime des fleuves et rivières. Ces grands travaux doivent rester sous la haute direction de l'État, qui ne peut les abandonner à personne et qui doit prendre à sa charge les dépenses auxquelles ils donnent lieu.

La seconde catégorie comprend, au contraire, les travaux d'aménagement et d'amélioration des ports, la création de bassins à flot, de formes de radoub, de quais, de voies ferrées, de docks, etc. Dans tous ces travaux, il y a bien un certain caractère d'intérêt général, mais la manière dont ils sont exécutés importe peu aux contribuables à qui il est indifférent qu'au lieu d'un quai on fasse une estacade, ou que tel bassin soit construit en amont ou en aval.

L'État peut donc céder aux intéressés la direction de ces travaux secondaires dont l'exécution rapide et intelligente peut faire la fortune du port qui les entreprend; par contre, il peut se décharger de tout ou partie des frais et se borner à faire des avances ou à accorder des subventions, laissant aux intéressés à pourvoir au reste de la dépense par le moyen de droits locaux.

En fait, ce système est déjà appliqué en France et les chambres de commerce de tous nos ports savent par expérience qu'elles ne peuvent espérer voir terminer un travail qu'à la condition de se substituer à un moment donné à l'État pour la partie financière. Les chambres de commerce ont actuellement avancé à l'État pour près de 100 millions et elles ont versé, à titre de dons ou de concours, une somme à peu près égale, pour un ensemble de travaux évalués à environ 500 millions, soit environ les deux cinquièmes de la dépense.

Elles ont dû recourir, pour l'amortissement et l'intérêt des emprunts contractés par elles, à l'établissement de droits locaux, mais cette imitation du régime anglais est bien incomplète.

Il importe de donner plus d'initiative aux chambres de commerce pour la

(1) Voir les discours de MM. Salis Monis, Le Cour et Félix Faure.

détermination et la direction des travaux à faire; il est nécessaire que, sous le contrôle de l'Administration des Ponts et Chaussées, les armateurs et commerçants indiquent les travaux dont la prompte exécution facilitera les opérations maritimes et commerciales en diminuant le temps de séjour et les frais de chargement et de déchargement.

Il faut qu'à défaut des chambres de commerce, ou concurremment avec elles, les villes et les départements puissent concourir à l'établissement et à l'exploitation des ports et que la législation permette, dans ce but, la constitution de comités ou de corporations semblables à ceux qui fonctionnent en Angleterre et qui ont été si admirablement décrits dans l'Ouvrage de M. de Franqueville.

Il faut enfin que ces administrations locales puissent utiliser, au profit des travaux à exécuter, tous les revenus du port, et qu'elles puissent substituer aux droits actuels des taxes bien étudiées, graduées suivant le voyage et la nature des marchandises, et qui, sans violer le principe de l'égalité de traitement, permettront, sous forme d'abonnement, de dégrever largement les navires français dont les propriétaires ont déjà payé, comme patentés et contribuables, une large part des dépenses faites.

Seules les autorités locales pourront jouer de ces tarifs, de manière à protéger notre Marine et à faire contribuer les étrangers aux dépenses, sans tomber dans des exagérations qui feraient la fortune des ports qui nous concurrencent.

Cette question fort délicate nous semble mériter de la part des intéressés une étude approfondie.

Au Ministère des Travaux publics, grâce à l'initiative très intelligente prise par M. Guillaïn, on a déjà commencé à marcher dans cette voie.

Lors de l'établissement des droits locaux au Havre, à Nantes et à Saint-Nazaire ⁽¹⁾, on a étudié des tarifs gradués et établi la faculté d'abonnement. Désormais les navires français peuvent, dans ces trois ports, bénéficier de cette mesure lorsqu'ils sont attachés à une ligne régulière. Les étrangers peuvent user du même droit, mais on comprend que les navires qui ne viennent qu'en passant et qu'aucun contrat ni intérêt n'engage à revenir dans ces ports, ce qui est le cas de la plupart des navires étrangers, ne peuvent pas profiter de cette faculté.

La voie semble donc ouverte, et nous sommes heureux de constater que la campagne commencée par la Chambre de Commerce de Bordeaux et dont nous avons pris l'initiative au Parlement a déjà produit certains résultats.

Lors du vote de la loi sur la Marine marchande, il a été inséré un article 8 qui donne toute latitude pour la transformation et l'extension des droits locaux prévus par l'article 4 de la loi du 19 mai 1866 sur les navires et les marchandises.

⁽¹⁾ Nantes et Saint-Nazaire, loi du 28 mars 1884.

Il reste donc surtout à augmenter l'autonomie des chambres de commerce et à stimuler les initiatives locales pour arriver à la création de corporations analogues à celles qui fonctionnent en Angleterre. C'était l'objet des premiers articles de la proposition de loi dont nous avons déjà parlé, mais les projets de réforme des chambres de commerce et surtout le projet des chambres de navigation reproduisaient des dispositions à peu près semblables.

Dans un travail sommaire comme celui-ci, nous ne pouvons avoir la prétention de donner des solutions complètes ni d'entrer dans tous les détails.

En indiquant ce qui se passe en Angleterre, ce qui existe dans ses innombrables colonies, nous avons surtout cherché à appeler l'attention des intéressés sur une des causes principales de la décadence de notre marine.

Il sera bien facile à un congrès d'armateurs de compléter ce que nos renseignements peuvent avoir d'incomplet, de rectifier ce qui pourrait être inexact.

Nous avons ouvert aux étrangers nos ports et nous leur permettons avec une générosité sans exemple de bénéficier de tous les avantages de nos travaux publics. Leurs navires prennent 69 pour 100 du mouvement maritime de nos ports et ne payent qu'une proportion insignifiante de droits. Leurs marchandises, produits naturels et produits fabriqués, circulent sur les chemins de fer qui nous coûtent si cher et jouissent sans compensation de ces réductions de tarifs, qui ont élevé la garantie d'intérêt au chiffre annuel de 90 à 100 millions.

Ils jouissent chez nous des mêmes avantages que nous et ils ne subissent aucune des charges que nous subissons. Il serait au moins juste que, lorsque nous allons chez eux chercher un complément de fret que la nature nous a refusé, nous puissions être traités de la même manière.

Nous avons indiqué un des moyens à employer; il en existe peut-être d'autres; nous serions surtout heureux si notre travail pouvait donner lieu à une discussion et à une étude qui hâterait et faciliterait la solution d'une question que nous considérons comme vitale pour la Marine marchande française.

Discussion du Mémoire de M. Le Cour.

M. CARIÉ fait remarquer que dans l'infériorité numérique des constructions françaises comparées aux constructions anglaises il y a avant tout une question de mœurs : en France l'argent ne se porte pas vers la marine, et le législateur aurait dû se préoccuper, avant tout, d'encourager les capitaux à entrer dans les affaires maritimes. A l'appui de cette assertion, il montre que toutes les Compagnies prospères font construire en France.

M. LE COUR demande à l'assemblée de porter de nouveau son attention sur les tableaux comparatifs qu'il a montrés au cours de sa lecture, et qui prouvent que les différentes lois sur la marine marchande votées en France ont eu un effet sur la production anglaise.

C'est ainsi que la première grande poussée constatée sur les chantiers correspond au vote de la loi de 1881 : les Anglais ont cru trouver en France un important débouché à cause de la demi-prime accordée par cette loi aux navires de construction étrangère, et ils ont trop construit. Puis une nouvelle poussée s'est produite lorsque la loi de 1881 a été temporairement prorogée, suivie d'un abaissement des deux tiers dans la production lorsque la loi de 1893 a supprimé la demi-prime.

M. CARIÉ répond que ces poussées se sont faites grâce au désintéressement de l'argent anglais, qui cherche avant tout à favoriser l'industrie nationale.

M. BERTIX demande si les rapports des consuls français en Angleterre ont confirmé les résultats de l'enquête de MM. Colson et Roume.

M. DAYMARD répond affirmativement et dit qu'il est bien prouvé que les navires anglais sont privilégiés dans leurs propres ports : mais ce n'est pas la seule cause de l'infériorité du pavillon français, et il faut la chercher surtout dans le mauvais état de notre commerce. M. Daymard ne partage pas l'appréciation de M. Carié sur la loi de 1893 ; il la trouve bonne, mais d'une durée insuffisante, parce qu'il est impossible d'espérer qu'un navire soit payé en dix ans. Les capitaux français se porteront vers la marine quand ils y trouveront des chances raisonnables de profit, et il faut remarquer que les capitaux anglais sont les premiers à s'abstenir lorsqu'ils le jugent prudent.

La construction d'un navire comporte une mise de fonds considérable : les prix français pourraient certainement être améliorés, mais ils resteraient toujours supérieurs aux prix anglais parce que les conditions dans lesquelles travaillent nos chantiers sont moins bonnes à différents points de vue et la différence ne sera jamais entièrement comblée par la prime à la navigation, étant donné que celle-ci n'est assurée que pour dix ans. Cette différence atteint son maximum pour les cargo-boats qui absorbent beaucoup de matériaux et peu de main-d'œuvre ; elle s'atténue avec des types de navires plus perfectionnés ou munis de machines puissantes. Pour la compenser, M. Daymard a proposé à certains armateurs qui lui demandaient des prix, d'abandonner aux constructeurs tout ou partie de la prime à la navigation ; il a calculé en effet que l'abandon de la demi-prime pendant dix ans en tenant compte de sa capitalisation, comble presque la différence entre les prix anglais et français, et qu'elle aurait été comblée entièrement si la loi avait une durée de 15 ans. Il est regrettable qu'il n'existe pas en France d'établissements de crédit organisés pour faire aux armateurs des avances qui seraient remboursées peu à peu au moyen des primes à la navigation, parce que les armateurs eux-mêmes ne se soucient pas d'immobiliser ainsi leurs capitaux.

M. CARIÉ fait observer que les conclusions de M. Daymard concordent avec les siennes, puisqu'elles établissent que les Compagnies prospères sont les seules qui peuvent commander leurs navires en France.

M. LE CORRE fait remarquer en la que la loi de 1893 a un énorme avantage sur celle de 1881 : c'est qu'elle garantit la prime pour 10 ans quelle que soit l'époque de la construction d'un navire.

NOUVELLE

MÉTHODE DE CALCUL DES ÉLÉMENTS D'UNE CARÈNE,

PAR M. A. KRILOFF,

Professeur à l'Académie Navale de Saint-Pétersbourg.

Mon but est d'exposer ici un ensemble de méthodes générales applicables à tous les calculs que l'on doit effectuer en élaborant le projet de la coque d'un navire, savoir : les calculs du déplacement, des coordonnées du centre de carène, de la hauteur du grand et du petit métacentres, de la stabilité statique pour les grandes inclinaisons du navire, de la stabilité dynamique et des moments de flexion pour les positions du navire sur la crête et le creux d'une lame.

En pratique, on se contente généralement de calculer le déplacement, les coordonnées du centre de carène et la hauteur des deux métacentres; les autres calculs ci-dessus mentionnés ne sont effectués que rarement, vu leur longueur, quoique leur importance soit indiscutable.

Je décrirai dans cette Note *des méthodes par l'application desquelles l'exécution de tous les calculs mentionnés n'exige guère plus de temps et de peine qu'il n'en faut pour calculer le déplacement, la position du centre de carène et celles des deux métacentres par les méthodes ordinaires.*

On sait que tous ces calculs, en dernier lieu, se réduisent à la recherche de la valeur approchée de certaines intégrales définies simples ou multiples. Dans ce but, on emploie en Russie et en Angleterre la formule de Simpson, en prenant 21 sections transversales et de 7 à 11 sections horizontales. En France, pour le même nombre d'ordonnées, on se contente de la formule des trapèzes.

Les questions suivantes se posent d'elles-mêmes :

Pourquoi prend-on chez nous 21 sections transversales horizontales, et de 7 à 11 sections ?

Dans quelle mesure ces nombres sont-ils suffisants ou nécessaires ?

Quelle est la formule des quadratures approchées dont il faut faire usage ?

Quelle est la disposition la plus avantageuse des calculs ?

Jusqu'où doit-on pousser l'approximation décimale ?

Je n'ai trouvé de réponse à ces questions dans aucun des manuels d'Architecture navale que je connaisse; dans la plupart, on se contente de mentionner un exemple mal choisi par Rankine pour montrer la précision de la formule de Simpson (Rankine calcule l'aire d'un quart de cercle).

Donc, avant d'exposer un système de calculs, il en faut établir la base, et dans ce but, je formulerai ainsi les principes généraux de toutes sortes de calculs numériques :

1° La précision du calcul doit être conforme à la précision des données que l'on obtient soit par l'observation, soit par la mesure directe; quant à la précision de ces dernières, elle doit être réglée par celle que la pratique exige du résultat final.

2° Les calculs doivent être disposés de telle manière que, sans nuire à la précision du résultat final, on puisse conserver le minimum de chiffres significatifs et faire le moins possible d'opérations. On les disposera pour cela de telle sorte que l'addition et la soustraction se fassent avant la multiplication, qui doit précéder la division, et l'on ne conservera chaque fois que les chiffres strictement nécessaires.

3° Si l'on a besoin de la différence de deux nombres, petite par rapport à ces nombres, on doit tâcher de la calculer directement en évitant le calcul des nombres eux-mêmes.

4° Quand on voudra avoir des valeurs successives d'une variable peu différentes entre elles, on n'en calculera qu'une seule directement et l'on y ajoutera les corrections nécessaires pour avoir les autres. Ces corrections doivent être calculées avec une précision d'autant moindre qu'elles sont plus petites par rapport à la valeur de la variable.

Ces principes si simples, que tout le monde connaît, mais que les astronomes sont à peu près les seuls à appliquer, permettent d'abrégér d'une manière notable tous les calculs d'Architecture navale.

Ainsi, la première question qu'il nous faut résoudre est celle-ci : Quelle est la précision dont on a besoin en Architecture navale ?

Toutes les données du calcul sont fournies par les plans des formes du navire. Ces plans sont construits en Russie et en Angleterre à l'échelle de $\frac{1}{4}$ ($\frac{1}{4}$ de pouce par pied). C'est l'échelle de $\frac{1}{100}$ pour les gros bâtiments et de $\frac{1}{125}$ pour les moyens que l'on adopte en France. On relève les ordonnées d'un tel plan à l'aide d'une règle portant des quarts de pouce, dont chacun équivaut à un pied, subdivisés en dix parties; ainsi, la lecture directe donne les pieds et leurs dixièmes, les centièmes sont évalués à l'œil et, ordinairement, on se contente du demi-dixième; donc, pour un grand bâtiment, d'une largeur de 70 pieds (21^m), on aura pour les ordonnées *trois* chiffres significatifs exacts et le quatrième douteux (par exemple, 34,65 pieds $\pm$ 0,03 pied). Une plus grande précision ne saurait être obtenue avec des plans construits à l'échelle de $\frac{1}{4}$: l'épaisseur des traits du dessin, les déformations du papier ou de la toile, l'erreur personnelle, etc., sont des obstacles que l'on ne peut éviter. *Donc*

tous les calculs basés sur ces plans de formes doivent être exécutés avec **TROIS chiffres significatifs exacts et le quatrième douteux**.

C'est en vue de cette précision que l'on doit choisir le nombre d'ordonnées de la formule des quadratures dont on fera usage et cette formule elle-même. En faisant ce choix, on doit se rappeler que la précision des formules de quadrature dépend, non seulement du nombre des ordonnées, mais aussi de la forme (autrement dit de l'équation) de la courbe dont on évalue l'aire; c'est pour cette raison que j'ai dit que l'exemple de Rankine était mal choisi pour donner une idée de la précision de la formule de Simpson; nous n'avons ni cercles, ni ellipses en Architecture navale.

Toutes les lignes de la carène d'un navire, au moins telles qu'on a coutume de les tracer maintenant, sont très bien exprimées par l'équation générale ci-dessous :

$$y = a \frac{1 - \left(\frac{x+h}{l+h}\right)^3}{1 + k \left(\frac{x+h}{l+h}\right)^3}$$

de la *progressive* (voir l'Appendice). L'aire de cette courbe entre deux ordonnées quelconques se calcule aisément sous forme finie. En comparant cette aire calculée par la formule exacte à l'aire de la même courbe calculée au moyen d'une formule approchée, on aura le degré de précision de cette formule pour le cas de la pratique navale. En faisant le projet du cuirassé que l'on doit présenter aux examens de sortie de l'Académie navale, j'ai exécuté tous les calculs pour les sections principales du navire : la flottaison, la maîtresse section et les couples typiques de l'avant et de l'arrière. Ces calculs, dont je donne un extrait dans l'Appendice, me montrèrent qu'en prenant vingt ordonnées et appliquant la règle de Simpson, on obtient quatre chiffres exacts pour l'aire de la flottaison, et trois seulement avec dix ordonnées pour les couples contournés de l'arrière.

Mais pourquoi faire usage de la règle de Simpson ou de celle des trapèzes plutôt que de toute autre dont le Calcul intégral nous offre un si ample choix ?

Évidemment, il faut prendre la formule qui conduit le plus promptement au but. De toutes les règles des quadratures approchées, celle de Gauss est la plus exacte pour un même nombre d'ordonnées. Dans son application, elle exige une distribution spéciale d'ordonnées (non équidistantes) dont chacune doit être ensuite multipliée par un facteur généralement incommensurable; la somme de ces produits, étant multipliée par la base, donne l'aire de la courbe.

La formule de M. Hermite, presque aussi précise que celle de Gauss, n'en diffère qu'en ce que l'on n'a pas besoin d'une table spéciale pour les abscisses et les coefficients. On les trouvera tout calculés dans une Table de logarithmes pour tel nombre d'ordonnées que l'on veut.

Vient ensuite la règle de Côtes, qui n'exige que des ordonnées équidistantes en nombre arbitraire, les facteurs qui multiplient ces ordonnées sont tous des fractions ordinaires, mais pas aisément maniables dès que le nombre d'ordonnées est quelque peu considérable; par exemple quand il y a sept ordonnées un des coefficients est $\frac{3577}{17280}$, et avec dix ordonnées, on rencontre

des coefficients comme $\frac{16067}{598752}$ et $-\frac{260550}{598752}$, etc. La règle de Simpson n'est qu'un cas particulier de la formule de Côtes.

La formule dont l'emploi est le plus simple et la précision égale à celle de la règle de Côtes est celle de notre illustre académicien M. Tchebycheff. Les ordonnées sont distribuées d'une manière spéciale (non équidistantes); pour évaluer l'aire de la courbe, on n'a qu'à multiplier leur moyenne arithmétique par la base (*voir* l'Appendice).

Les mêmes calculs que pour la formule de Simpson montrent qu'en prenant *sept* ordonnées distribuées à la Tchebycheff sur toute la longueur du navire, on obtient l'aire des flottaisons avec une précision suffisante. Cinq ordonnées suffisent pour les couples. Avec neuf ordonnées, on a quatre chiffres exacts.

Donc, pour effectuer les calculs du déplacement, de la position du centre de carène, etc., on appliquera la formule de M. Tchebycheff en prenant *sept* ou *neuf* sections transversales et *cinq* sections horizontales. Si l'on voulait avoir des résultats d'une précision extrême, auquel cas on devrait avoir des plans de forme à une plus grande échelle et tracés avec un soin extrême, on prendrait *neuf* sections transversales et *sept* horizontales, ce qui donnerait quatre chiffres exacts.

Une autre formule, très commode pour le calcul et suffisamment exacte, est celle de M. Radau. Cette formule est surtout avantageuse pour les plans des formes des navires français qu'il est réglementaire de tracer avec vingt et une sections verticales et dix horizontales équidistantes. La perpendiculaire *N* ayant le numéro 0, on prendra les *huit* ordonnées aux numéros suivants : 1, 4, 6, 9, 11, 14, 16, 19. Soient $y_0, y_1, y_2, \dots, y_{16}, y_{19}$ ces ordonnées, l'aire d'une flottaison sera donnée par la formule de M. Radau :

$$S = \frac{1}{2}(M_1 + M_2) + \frac{1}{96}(M_1 - M_2),$$

où

$$M_1 = \frac{1}{4}(y_4 + y_6 + y_{14} + y_{16})L,$$

$$M_2 = \frac{1}{4}(y_1 + y_9 + y_{11} + y_{19})L,$$

L étant la longueur entre perpendiculaires. Pour la sommation de ces aires, la formule de M. Tchebycheff est préférable.

Pour le calcul du centre de carène, on fera usage de la même formule de Tchebycheff; seulement, pour se conformer au deuxième principe général, on prendra pour plan des moments la maîtresse section et le plan de la ligne d'eau moyenne et non les perpendiculaires *N* ou *R* et la flottaison en charge,

comme on le fait ordinairement; alors on aura le Tableau ci-dessous, que je donne pour le cas le plus compliqué de neuf et sept sections.

CALCUL DU DÉPLACEMENT.										
Longueur du navire L =						Tirant d'eau T =				
Partie R.						Partie N.				
Couples	9.	8.	7.	6.	x.	4.	3.	2.	1.	Sommes des lignes.
Lignes d'eau	$x_9 = -x_1$	$x_8 = -x_2$	$x_7 = -x_3$	$x_6 = -x_4$	$x_5 = 0$	$x_4 =$	$x_3 =$	$x_2 =$	$x_1 =$	
I. $z_1 =$	y_{19}	y_{18}	y_{17}	y_{16}	y_{15}	y_{14}	y_{13}	y_{12}	y_{11}	s_1
II. $z_2 =$	y_{29}	y_{28}	y_{27}	y_{26}	y_{25}	y_{24}	y_{23}	y_{22}	y_{21}	s_{11}
III. $z_3 =$	y_{39}	y_{38}	y_{37}	y_{36}	y_{35}	y_{34}	y_{33}	y_{32}	y_{31}	s_{111}
IV. $z_4 = 0$	y_{49}	y_{48}	y_{47}	y_{46}	y_{45}	y_{44}	y_{43}	y_{42}	y_{41}	s_{1111}
V. $z_5 = -z_3$	y_{59}	y_{58}	y_{57}	y_{56}	y_{55}	y_{54}	y_{53}	y_{52}	y_{51}	s_v
VI. $z_6 = -z_2$	y_{69}	y_{68}	y_{67}	y_{66}	y_{65}	y_{64}	y_{63}	y_{62}	y_{61}	s_{v1}
VII. $z_7 = -z_1$	y_{79}	y_{78}	y_{77}	y_{76}	y_{75}	y_{74}	y_{73}	y_{72}	y_{71}	s_{v11}
Sommes des colonnes...	s_9	s_8	s_7	s_6	s_5	s_4	s_3	s_2	s_1	S
Déplacement.....					$D = \frac{2.L.T.S.}{9.7}$					

$$\text{Déplacement} \dots \dots \dots D = \frac{2 \cdot L \cdot T \cdot S}{9 \cdot 7}.$$

La simplicité du Tableau n'exige aucune explication; nous donnerons d'ailleurs plus loin un exemple numérique. On voit bien les modifications à faire quand on fera usage d'un nombre moindre de sections transversales et horizontales.

Pour le calcul des coordonnées du centre de carène, on a les Tableaux que voici :

CALCUL DES COORDONNÉES DU CENTRE DE CARÈNE.

I. Abscisse du centre de carène.

Sommes des colonnes partie N.	s_4	s_3	s_2	s_1	
Sommes des colonnes partie R.	s_6	s_7	s_8	s_9	
Différence N — R.	$s_4 - s_6$	$s_3 - s_7$	$s_2 - s_8$	$s_1 - s_9$	
Abscisses x.	x_4	x_3	x_2	x_1	Somme des moments
Moments effectifs.	$(s_4 - s_6)x_4$	$(s_3 - s_7)x_3$	$(s_2 - s_8)x_2$	$(s_1 - s_9)x_1$	M
Abscisse du centre de carène.	$x_c = \frac{M}{S} =$				

Cette abscisse est exprimée en mêmes unités que les abscisses $x_1, x_3, \dots$

II. Hauteur du centre de carène.

Sommes des ordonnées des lignes d'eau supérieures.	s_1	s_{11}	s_{111}	
Sommes des ordonnées des lignes d'eau inférieures.	s_{v11}	s_{v1}	s_v	
Différence.	$s_1 - s_{v11}$	$s_{11} - s_{v1}$	$s_{111} - s_v$	
Distance de la ligne d'eau à la ligne d'eau IV.	z_1	z_2	z_3	Somme des moments.
Moments effectifs.	$(s_1 - s_{v11})z_1$	$(s_{11} - s_{v1})z_2$	$(s_{111} - s_v)z_3$	N
Ordonnée z_c du centre de carène au-dessus de la ligne d'eau IV. ...	$z_c = \frac{N}{S} =$			
Centre de carène au-dessous de la flottaison en charge.	$h = \frac{T}{2} - z_c =$			

La hauteur du métacentre au-dessus du centre de carène est donnée par la formule

$$\rho = \frac{\frac{2}{3} \int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} y^3 dx}{D},$$

par la formule de M. Tchebycheff l'intégrale a pour valeur

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} y^3 dx = \frac{(y_1^3 + y_2^3 + \dots + y_9^3) L}{9}$$

et le déplacement

$$D = \frac{2LTS}{9 \cdot 7};$$

donc

$$(1) \quad \rho = \frac{7(y_1^3 + y_2^3 + \dots + y_9^3)}{3TS}.$$

Si l'on avait pris n sections verticales et k sections horizontales, la formule (1) serait

$$(2) \quad \rho = \frac{k(y_1^3 + y_2^3 + \dots + y_n^3)}{3TS};$$

les y sont les ordonnées de la flottaison. Le Tableau du calcul est évident; quant au nombre de chiffres significatifs, conformément au deuxième principe, on n'en gardera que quatre dans le cube de l'ordonnée au maître, ce qui réglera le reste, comme on le voit dans l'exemple numérique.

La hauteur du métacentre longitudinal est donnée par la formule

$$\eta = \frac{\frac{2}{3} \int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} x^2 y dx}{D};$$

nous supposons la distance du centre de gravité de la flottaison au maître assez petite pour qu'on puisse la négliger. Sinon, on devra ajouter au numérateur la correction $F \cdot \varepsilon^2$, où F est l'aire totale de la flottaison et ε la distance de son centre de gravité au maître couple.

Les sections verticales étant distribuées symétriquement par rapport au maître, les abscisses sont liées deux à deux par les relations

$$x_1 = -x_2, \quad x_3 = -x_4, \quad x_5 = -x_6, \quad x_7 = -x_8, \quad x_9 = 0,$$

et l'intégrale a pour valeur

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} x^2 y dx = \frac{1}{3} [x_1^3 y_1 + x_2^3 y_2 + x_3^3 y_3 + x_4^3 y_4 + x_5^3 y_5 + x_6^3 y_6 + x_7^3 y_7 + x_8^3 y_8] L,$$

donc

$$H = \frac{7[(r_1 + r_9)x_1^2 + (r_2 + r_8)x_2^2 + (r_3 + r_7)x_3^2 + (r_4 + r_6)x_4^2]}{TS}.$$

Les changements qu'il faut apporter dans cette formule, quand on fera usage d'un autre nombre de sections, sont évidents, ainsi que le Tableau du calcul, pour lequel on emploiera la règle à calcul ou des logarithmes à quatre décimales.

Je passe maintenant à l'exposition d'une méthode pour le calcul de la stabilité statique.

On a proposé pour le calcul de la stabilité statique une multitude de méthodes, qui toutes peuvent être abrégées très notablement, en employant la règle de Tchebycheff au lieu de celle de Simpson ou des trapèzes, sans rien changer à la disposition des calculs. On prendra sept ou neuf sections transversales au lieu de vingt, et le travail sera réduit dans le même rapport sans nuire à la précision des résultats.

Dans plusieurs des méthodes proposées on calcule la stabilité pour des déplacements différents du navire et par interpolation on réduit le résultat au déplacement donné.

Mais pour un navire de guerre, où les variations des poids sont relativement faibles, c'est la stabilité en charge complète qui offre le plus grand intérêt; je vais exposer une méthode dont l'application est surtout avantageuse dans ce cas. On sait qu'il s'agit de mener une série de flottaisons isocarènes et de déterminer la position du centre de chacune de ces carènes de volume donné D.

Ainsi le calcul de la stabilité comprendra deux opérations distinctes : 1° construction des flottaisons isocarènes; 2° calcul des coordonnées des centres des carènes inclinées qui donnent immédiatement les bras de levier de la stabilité.

Commençons par expliquer la première de ces opérations. Soit MK (*fig. 1*) la section représentative du navire dont AB est la flottaison en charge pour la position droite. Menons par l'axe O de cette flottaison le plan B₁A₁ incliné de l'angle θ_1 sur AB; si l'on prenait ce plan pour la flottaison nouvelle, le déplacement de la carène aurait subi une variation δD égale à la différence des volumes v_1 et v_2 des deux onglets dont OAA₁' et OBB₁' sont les sections représentatives. Ces volumes ont pour mesure

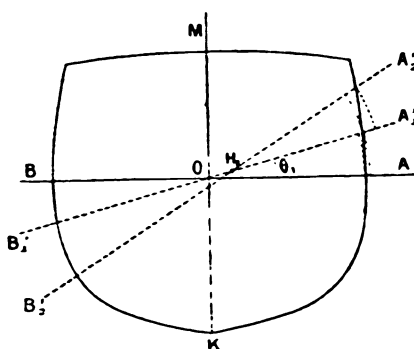
$$v_1 = \int_{-\frac{l}{2}}^{+\frac{l}{2}} OA_1' dx \quad \text{et} \quad v_2 = \int_{-\frac{l}{2}}^{+\frac{l}{2}} BOB_1' dx.$$

Désignant par a_0 et a_1 les ordonnées OA et OA₁' et par b_0 et b_1 les ordonnées OB et OB₁', on peut poser, en envisageant l'aire des triangles OAA₁' et

OBB'_1 comme moyenne entre les deux secteurs circulaires décrits du centre O avec a_0 et a_1 , b_0 et b_1 pour rayons :

$$(1) \quad \begin{cases} OAA'_1 = \frac{1}{4}(a_0^2 + a_1^2) \theta_1, \\ OBB'_1 = \frac{1}{4}(b_0^2 + b_1^2) \theta_1. \end{cases}$$

Fig. 1.



Si l'angle θ_1 ne surpasse pas 10° et que les rapports $\frac{a_1}{a_0}$ et $\frac{b_1}{b_0}$ soient compris entre 0.9 et 1.1, ces deux formules ont une précision plus que suffisante, comme on s'en convaincra par un calcul facile.

En prenant n sections distribuées à la Tchebycheff, on a

$$\begin{aligned} v_1 &= \int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} OAA'_1 dx = \frac{\theta_1}{4} \int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} (a_0^2 + a_1^2) dx = \frac{\theta_1}{4} \frac{L}{n} \sum_{k=1}^{k=n} (a_{0k}^2 + a_{1k}^2), \\ v_2 &= \int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} OBB'_1 dx = \frac{\theta_1}{4} \int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} (b_0^2 + b_1^2) dx = \frac{\theta_1}{4} \frac{L}{n} \sum_{k=1}^{k=n} (b_{0k}^2 + b_{1k}^2); \end{aligned}$$

donc la variation du déplacement

$$(2) \quad \begin{cases} \delta_1 D = v_1 - v_2 = \frac{\theta_1}{4} \frac{L}{n} \sum_{k=1}^{k=n} [a_{0k}^2 + a_{1k}^2 - b_{0k}^2 - b_{1k}^2], \\ \delta_2 D = \frac{\theta_1}{4} \frac{L}{n} \sum_{k=1}^{k=n} (a_{0k}^2 - b_{0k}^2 + a_{1k}^2 - b_{1k}^2) \dots \end{cases}$$

Pour la flottaison en charge, on a $a_{0k} = b_{0k}$ et

$$(3) \quad \delta_2 D = \frac{\theta_1}{4} \frac{L}{n} \sum_{k=1}^{k=n} (a_{1k}^2 - b_{1k}^2) \dots$$

Si cette expression était nulle, le plan $A'_1B'_1$ serait la flottaison requise. Il n'en sera pas généralement ainsi, et si, $\delta_1 D > 0$, il faut abaisser le plan $A'_1B'_1$

d'une quantité p_1 telle que le volume du cylindre $A'_1 B'_1 \cdot p_1$ soit égal à $\delta_1 D$. L'aire de la section $A'_1 B'_1$ étant

$$A'_1 B'_1 = \frac{L}{n} \sum_{k=1}^{k=n} (a_{1k} + b_{1k}),$$

on a

$$(3) \quad p_1 = \frac{\theta_1}{4} \frac{\sum_{k=1}^{k=n} (a_{1k}^2 - b_{1k}^2)}{\sum_{k=1}^{k=n} (a_{1k} + b_{1k})}.$$

En désignant par e_1 la distance du centre de gravité de la section $A'_1 B'_1$ à l'axe O, on a

$$(4) \quad e_1 = \frac{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^{k=n} (a_{1k}^2 - b_{1k}^2)}{\sum_{k=1}^{k=n} (a_{1k} + b_{1k})};$$

donc

$$(5) \quad p_1 = \frac{1}{2} e_1 \theta_1.$$

Soit (fig. 2) $OE_1 = e_1$, tirons la perpendiculaire $E_1 N$ et portons $E_1 H_1 = p_1$, alors le plan $B_1 H_1 A_1$ est la flottaison isocarène cherchée. Vu la petitesse des lignes p_1 et e_1 , quand l'angle $\theta_1 < 10^\circ$, on aura

$$KH_1 = OK = \frac{1}{2} e_1.$$

La généralisation de cette propriété de deux flottaisons isocarènes voisines nous servira de base pour leur construction.

Nous entendrons dans la suite par deux *flottaisons voisines* deux flottaisons assez proches pour qu'on puisse, avec la précision voulue, considérer

Fig. 2.

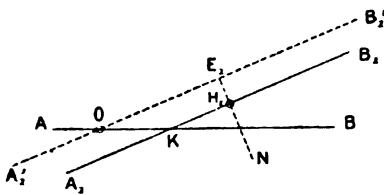
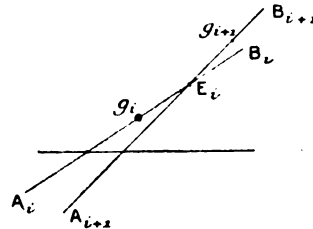


Fig. 3.



l'aire des sections transversales des onglets, comme moyenne arithmétique des aires des deux secteurs circulaires correspondants et faire usage pour le calcul de ces aires des formules (1).

Soit $A_i B_i$ (fig. 3) une flottaison quelconque isocarène avec AB et inclinée de l'angle θ_i , g_i son centre de gravité; soit de même $A_{i+1} B_{i+1}$ la flottaison

isocarène voisine, inclinée de l'angle θ_{i+1} , g_{i+1} son centre de gravité. En désignant par a_i et b_i les ordonnées de la flottaison $A_i B_i$, mesurées à partir d'un axe longitudinal passant par g_i , et par a_{i+1} et b_{i+1} celles de $A_{i+1} B_{i+1}$, relevées à partir de g_{i+1} et posant $e_i = g_i E$; $e_{i+1} = g_{i+1} E$, on aura

$$\partial D = \frac{\theta_{i+1} - \theta_i}{i} \frac{L}{n} \sum [(a_i - e_i)^2 - (b_i + e_i)^2 + (a_{i+1} + e_{i+1})^2 - (b_{i+1} - e_{i+1})^2].$$

Les deux flottaisons étant isocarènes, ∂D est nul; de même les sommes

$$\sum (a_i^2 - b_i^2) = 0 \quad \text{et} \quad \sum (a_{i+1}^2 - b_{i+1}^2) = 0,$$

par les propriétés du centre de gravité; on a donc

$$(6) \quad e_i \sum (a_i + b_i) = e_{i+1} \sum (a_{i+1} + b_{i+1}) \dots$$

ce qui exprime le théorème suivant : *Les moments statiques des aires de deux flottaisons isocarènes voisines par rapport à la droite de leur intersection sont égaux.*

Nous avons déjà dit ce qu'il faut entendre par flottaisons voisines.

Généralement les aires de deux flottaisons voisines sont sensiblement égales; alors

$$e_i = e_{i+1},$$

c'est-à-dire que leurs centres de gravité sont équidistants de la droite de leur intersection ⁽¹⁾. On voit que le théorème ci-dessus n'est qu'une généralisation du théorème d'Euler sur deux flottaisons infiniment proches : la limite de e_i et de e_{i+1} est zéro.

Supposons que l'on ait construit la série des flottaisons isocarènes successives et voisines deux à deux; soit $O A_1 A_2 A_3 A_4$ (fig. 4) le polygone formé par leur intersection avec le plan du maître couple; $g_1, g_2, \dots, g_3$ les projections des centres de gravité des flottaisons respectives. Il s'agit de montrer une méthode qui permette de construire cette série de flottaisons.

Menant par l'axe O de la flottaison en charge un plan auxiliaire OH_1 , on mesure ses ordonnées, que nous désignerons par a_1 et b_1 , et on calcule la longueur

$$e_1 = \frac{1}{2} \frac{\sum (a_1^2 - b_1^2)}{\sum (a_1 + b_1)},$$

et portant $OA_1 = \frac{1}{2} e_1$ on pourra tracer la première flottaison $A_1 A_2$ inclinée de l'angle θ_1 sur la flottaison en charge. Elle coïncidera pratiquement avec OH_1 .

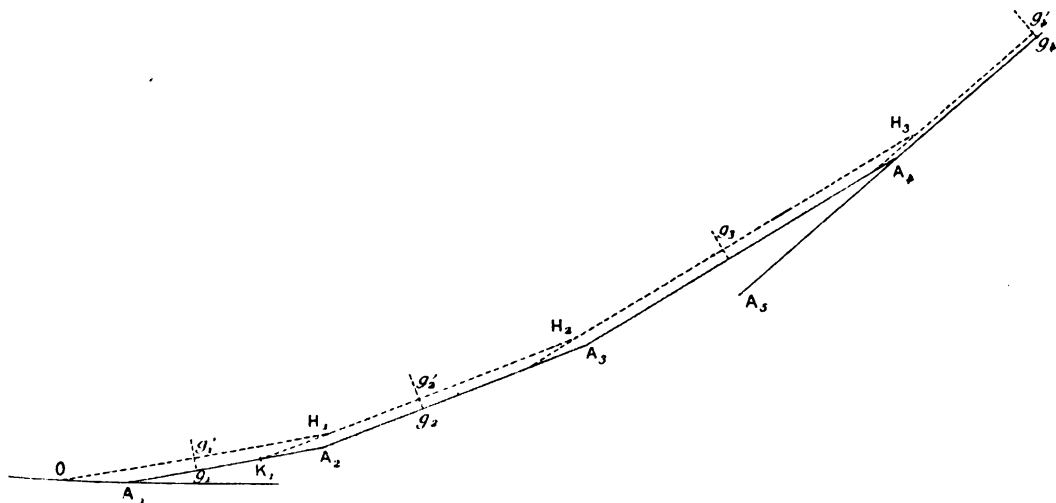
(¹) Sous cette dernière forme, le théorème n'exprime que cette assertion évidente par elle-même : la courbe F enveloppe des flottaisons isocarènes comprises entre des flottaisons voisines peut être remplacée par son cercle osculateur.

Pour tracer la flottaison suivante, inclinée de l'angle θ_2 , on portera la longueur

$$OH_1 = r_1 = e_1 + \frac{1}{2} e_1 \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_1} + \frac{\theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \right),$$

et par le point H_1 , on mènera le second plan auxiliaire H_1H_2 formant l'angle θ_2 avec OA_1 . Ce plan serait la flottaison isocarène requise A_2A_3 , si la portion correspondante de la courbe F enveloppe des flottaisons isocarènes pouvait

Fig. 4.



être remplacée par son cercle osculateur, ou plus rigoureusement par le cercle qui touche aux points O et g_1 les flottaisons respectives. En effet, si cette courbe était un cercle, le point A_2 serait au point K_1 , tel que $g_1K_1 : A_1g_1 = \tan \frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) : \tan \frac{1}{2} \theta_1$; les angles θ_1 et $\theta_2 - \theta_1$ étant moindres que 10° , on peut remplacer leurs tangentes par les angles eux-mêmes et, remarquant que $A_1g_1 = \frac{1}{2} e_1$, on a

$$A_1g_1 = \frac{1}{2} e_1 \frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_1}.$$

La distance des plans A_1A_2 et OH_1 étant $p_1 = \frac{1}{2} e_1 \theta_1$, on a

$$K'H = \frac{p_1}{\sin(\theta_2 - \theta_1)} - \frac{1}{2} e_1 \frac{\theta_1}{\theta_2 - \theta_1},$$

donc

$$OH_1 = e_1 + \frac{1}{2} e_1 \frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_1} + \frac{1}{2} e_1 \frac{\theta_1}{\theta_2 - \theta_1}.$$

La courbe F n'étant pas un cercle, le plan H_1H_2 ainsi déterminé ne sera pas une flottaison isocarène. Pour faire la correction, on relèvera les ordonnées a_1 et b_2 du plan H_1H_2 à partir du point H_1 ; on voit alors que l'erreur sur

le déplacement est

$$\begin{aligned}\delta_2 D &= \delta_1 D + \frac{1}{4}(\theta_2 - \theta_1) \frac{L}{n} \sum [(a_i^2 - b_i^2) + (a_1 - \tau_1)^2 - (b_1 + \tau_1)^2] \\ &= \delta_1 D + \frac{1}{4}(\theta_2 - \theta_1) \frac{L}{n} \left[\sum (a_i^2 - b_i^2) + \sum (a_i^2 - b_i^2) - 2\tau_1 \sum (a_1 + b_1) + n\tau_1^2 \right];\end{aligned}$$

τ_1 est en général si petit que le terme $n\tau_1^2$ peut être négligé; alors, en posant d'une façon générale

$$(7) \quad \left\{ \begin{array}{l} \sum (a_i^2 - b_i^2) = Q_i, \quad \sum (a_i + b_i) = q_i, \\ e_i = \frac{1}{2} \frac{Q_i}{q_i}, \quad p_i = \frac{\delta_i D}{q_i \frac{L}{n}} \end{array} \right.$$

on a

$$(8) \quad \dot{p}_2 = p_1 \frac{q_1}{q_2} + \frac{1}{2}(\theta_2 - \theta_1) \left(e_2 + e_1 \frac{q_1}{q_2} - \tau_1 \frac{q_1}{q_2} \right).$$

En posant

$$\begin{aligned}A_1 g_1 &= l_1, & A_2 g_2 &= l_2, & A_3 g_3 &= l_3, & \dots, \\ g_1 A_1 &= l'_1, & g_2 A_2 &= l'_2, & g_3 A_3 &= l'_3, & \dots,\end{aligned}$$

et faisant les mêmes raisonnements qui ont servi pour mener le plan auxiliaire $H_1 H_2$, on verra que, pour tracer le plan auxiliaire $H_2 H_3$ incliné de l'angle θ_3 , on portera la longueur

$$\tau_2 = H_1 H_2 = e_2 + g_2 k_2 + \frac{p_2}{\theta_3 - \theta_2},$$

mais

$$g_2 k_2 : A_2 g_2 = (\theta_3 - \theta_2) : (\theta_2 - \theta_1),$$

donc

$$g_2 k_2 = A_2 g_2 \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} = l_2 \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_2 - \theta_1};$$

mais on a

$$A_2 g_2 = l_2 = \frac{p_1 - p_2}{\theta_2 - \theta_1} + e_2,$$

ainsi

$$(9) \quad \tau_2 = e_2 \left(1 + \frac{\theta_1 - \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \right) - \frac{p_2}{\theta_3 - \theta_2} + \frac{p_1 - p_2}{\theta_2 - \theta_1} \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_2 - \theta_1}, \quad \dots,$$

et, pour effectuer la correction, on relèvera les ordonnées de ce plan à partir du point H_2 et on calculera la grandeur de p_3 par la formule

$$(10) \quad p_3 = p_2 \frac{q_2}{q_3} + \frac{1}{2}(\theta_3 - \theta_2) \left(e_3 + e_2 \frac{q_2}{q_3} - \tau_2 \frac{q_2}{q_3} \right), \quad \dots$$

On marquera ensuite le point H_3 par lequel on mènera le plan $H_3 H_4$ dont l'inclinaison soit θ_4 , et on continuera ainsi de proche en proche, en employant pour passer d'un plan au suivant les formules

$$(11) \quad H_{i-1} H_i = \tau_i = e_i \left(1 + \frac{\theta_{i-1} - \theta_i}{\theta_i - \theta_{i-1}} \right) - \frac{p_i}{\theta_{i+1} - \theta_i} + \frac{p_{i-1} - p_i}{\theta_i - \theta_{i-1}} \frac{\theta_{i+1} - \theta_i}{\theta_i - \theta_{i-1}}, \quad \dots,$$

$$(12) \quad p_i = p_{i-1} \frac{q_{i-1}}{q_i} + \frac{1}{2}(\theta_i - \theta_{i-1}) \left(e_i + e_{i-1} \frac{q_{i-1}}{q_i} - \tau_{i-1} \frac{q_{i-1}}{q_i} \right), \quad \dots$$

En procédant de la sorte, on construira immédiatement toutes les flottaisons isocarènes, car les valeurs des p_i seront tellement faibles que les plans auxiliaires OH_1, H_1H_2 coïncideront pratiquement avec les flottaisons.

Réunissons donc toutes les formules dont nous aurons besoin pour le calcul des flottaisons isocarènes.

Première flottaison; angle d'inclinaison θ_1 .

$$Q_1 = \sum (a_1^2 - b_1^2), \quad q_1 = \sum (a_1 + b_1),$$

$$e_1 = \frac{1}{2} \frac{Q_1}{q_1}, \quad p_1 = \frac{1}{2} e_1 \theta_1.$$

Deuxième flottaison; angle d'inclinaison θ_2 .

$$OH_1 = r_{11} = e_1 + \frac{1}{2} e_1 \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_1} + \frac{\theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \right),$$

$$Q_2 = \sum (a_2^2 - b_2^2), \quad q_2 = \sum (a_2 + b_2),$$

$$e_2 = \frac{1}{2} \frac{Q_2}{q_2}, \quad p_2 = p_1 \frac{q_1}{q_2} + \frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) \left(e_2 + e_1 \frac{q_1}{q_2} - r_{11} \frac{q_1}{q_2} \right).$$

Troisième flottaison; angle d'inclinaison θ_3 .

$$H_1H_2 = r_{12} = e_2 \left(1 + \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \right) + \frac{p_2}{\theta_3 - \theta_2} + \frac{p_1 - p_2}{\theta_2 - \theta_1} \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_2 - \theta_1},$$

$$Q_3 = \sum (a_3^2 - b_3^2), \quad q_3 = \sum (a_3 + b_3),$$

$$e_3 = \frac{1}{2} \frac{Q_3}{q_3}, \quad p_3 = p_2 \frac{q_2}{q_3} + \frac{1}{2} (\theta_3 - \theta_2) \left(e_3 + e_2 \frac{q_2}{q_3} - r_{12} \frac{q_2}{q_3} \right),$$

....., ...

i^{ème} flottaison; angle d'inclinaison θ_i .

$$(13) \left\{ \begin{array}{l} H_{i-2}H_{i-1} = r_{i-1} = e_{i-1} \left(1 + \frac{\theta_i - \theta_{i-1}}{\theta_{i-1} - \theta_{i-2}} \right) + \frac{p_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}} + \frac{p_{i-2} - p_{i-1}}{\theta_{i-1} - \theta_{i-2}} \frac{\theta_i - \theta_{i-1}}{\theta_{i-1} - \theta_{i-2}}, \\ Q_i = \sum (a_i^2 - b_i^2), \quad q_i = \sum (a_i + b_i), \\ e_i = \frac{1}{2} \frac{Q_i}{q_i}, \quad p_i = p_{i-1} \frac{q_{i-1}}{q_i} + \frac{1}{2} (\theta_i - \theta_{i-1}) \left(e_i + e_{i-1} \frac{q_{i-1}}{q_i} - r_{i-1} \frac{q_{i-1}}{q_i} \right). \end{array} \right.$$

Dans ces formules a_i et b_i sont les ordonnées d'immersion et d'émer-sion du plan auxiliaire $H_{i-1}H_i$ mesurées à partir du point H_{i-1} . Pendant le calcul, on fera attention aux signes des quantités e_i , n_i et p_i , et l'on portera sur le dessin les valeurs positives de e_i et n_i dans la direction des ordonnées immergentes, les valeurs négatives dans la direction inverse. Une valeur positive de p_i désigne que la flottaison correspondante doit être tracée *au-dessous* de son plan auxiliaire et inversement.

On voit par les formules ci-dessus que tout le travail revient au calcul des sommes

$$\sum (a_i^2 - b_i^2) \text{ et } \sum (a_i + b_i).$$

Les ordonnées a_i et b_i étant généralement peu différentes, il est préférable de calculer $(a_i^2 - b_i^2)$ par la formule

$$a_i^2 - b_i^2 = (a_i + b_i)(a_i - b_i),$$

la multiplication se faisant immédiatement à vue d'œil, car on n'a pas besoin de plus de trois chiffres significatifs dans le produit; ainsi on emploiera pour le calcul des flottaisons isocarènes successives le Tableau suivant, que nous donnons pour le cas de *neuf* sections transversales.

$i^{\text{ème}}$ FLOTTAISON INCLINÉE $\theta_i = \quad^\circ$. — Plan auxiliaire $H_{i-1}H_i$.

Numéro de la section.	Ordonnées					Cubes des ordonnées (*)	
	immer- sion a_i .	émer- sion b_i .	$a_i + b_i$.	$a_i - b_i$.	$a_i^2 - b_i^2 = (a_i + b_i)(a_i - b_i)$.	a_i^3 .	b_i^3 .
1...	a_{i1}	b_{i1}	$a_{i1} + b_{i1}$	$a_{i1} - b_{i1}$	$(a_{i1} + b_{i1})(a_{i1} - b_{i1})$	a_{i1}^3	b_{i1}^3
2...	a_{i2}	b_{i2}	$a_{i2} + b_{i2}$	$a_{i2} - b_{i2}$	$(a_{i2} + b_{i2})(a_{i2} - b_{i2})$	a_{i2}^3	b_{i2}^3
3...	a_{i3}	b_{i3}	"	"	"	"	"
4...	a_{i4}	b_{i4}	"	"	"	"	"
5...	a_{i5}	b_{i5}	"	"	"	"	"
6...	a_{i6}	b_{i6}	"	"	"	"	"
7...	a_{i7}	b_{i7}	"	"	"	"	"
8...	a_{i8}	b_{i8}	"	"	"	"	"
9...	a_{i9}	b_{i9}	$a_{i9} + b_{i9}$	$a_{i9} - b_{i9}$	$(a_{i9} + b_{i9})(a_{i9} - b_{i9})$	a_{i9}^3	b_{i9}^3

Sommes : $q_i =$

+

—

$$Q_i = \frac{\quad}{\quad} \quad I =$$

$$e_i = \frac{1}{2} \frac{Q_i}{q_i} = \dots,$$

$$p_i = p_{i-1} \frac{q_{i-1}}{q_i} + \frac{1}{2} (\theta_i - \theta_{i-1}) \left(e_i + e_{i-1} \frac{q_{i-1}}{q_i} - e_{i-1} \frac{q_{i-1}}{q_i} \right) = \dots,$$

$$\tau_i = c_i \left(1 + \frac{\theta_{i+1} - \theta_i}{\theta_{i+1} - \theta_{i-1}} \right) + \frac{p_i}{\theta_{i+1} - \theta_i} + \frac{p_{i-1} - p_i}{\theta_i - \theta_{i-1}} \frac{\theta_{i-1} - \theta_i}{\theta_i - \theta_{i-1}} = \dots$$

Pour de plus amples détails du calcul, je joins l'exemple numérique où l'on verra aussi la manière de tenir compte de la discontinuité des formes des navires comme des casemates, spardecks, etc.

Ces développements et ces formules paraîtront peut-être un peu fatigants; cela provient de ce qu'elles traitent le cas le plus général quand les angles

(*) Ces deux dernières colonnes sont nécessaires pour le calcul des bras de levier.

d'inclinaisons successives ne croissent pas en progression arithmétique et que l'on ne peut pas poser $\frac{q_i}{q_{i+1}} = 1$, ni indiquer d'autres simplifications qui se présenteront toujours, vu la petitesse des quantités p_i , e_i . On remarquera toutes ces simplifications en faisant le calcul dans chaque cas particulier pour en profiter.

Il pourrait sembler que la construction de la courbe C (lieu des centres de carène) doit s'effectuer immédiatement dès qu'on connaît la courbe F pour laquelle nous venons d'expliquer la construction du polygone tangent ainsi que des points de contact sur chaque côté (ce sont les points g_1 , g_2 , ...); mais une telle méthode serait défectueuse, car une petite erreur sur l_i aurait une influence notable sur la position du centre de carène. Il est donc nécessaire d'employer une autre méthode, qui ne présente pas cet inconvénient.

On pourrait, par exemple, tracer réellement les flottaisons isocarènes, relever leurs ordonnées à partir des points g_1 , g_2 , ... et employer la méthode de Barnes, en se servant pour les quadratures de la formule de Tchebycheff; mais il serait plus avantageux de profiter des ordonnées des plans auxiliaires que l'on a déjà relevées.

La méthode qu'il convient d'employer alors est tout aussi bien connue que la précédente; elle consiste à calculer les coordonnées des centres des carènes détachées par les plans auxiliaires successifs et à faire ensuite les corrections nécessaires; mais nous tâcherons de la développer d'une manière un peu différente de celle qui est consacrée par l'usage; afin de pouvoir assigner deux limites entre lesquelles la position de chacun des centres de carènes est comprise; c'est nécessaire pour bien juger de la précision des résultats du calcul, toutes les formules n'étant qu'approximatives. Les formules que nous développerons donnent deux limites très resserrées. En prenant la moyenne, on est sûr que l'erreur ne dépasse pas la demi-différence des limites.

Supposons que l'on connaisse la position du centre C_i de la carène correspondant à l'inclinaison θ_i et soit $H_{i-1}H_i$ le plan auxiliaire dont on a relevé les ordonnées a_i et b_i .

Pour passer à l'inclinaison θ_{i+1} , il faut, d'après notre manière de procéder : 1° ajouter la tranche $\delta_i D$ entre la flottaison θ_i et son plan auxiliaire; 2° retrancher l'onglet émergent V_1 compris entre les plans auxiliaires $H_{i-1}H_i$ (inclinés de l'angle θ_i) et le plan H_iH_{i+1} (incliné de l'angle θ_{i+1}); 3° ajouter l'onglet immergent V_2 compris entre les mêmes plans, et 4° retrancher la tranche $\delta_{+i} D$ comprise entre le plan H_iH_{i+1} et la flottaison isocarène θ_{i+1} .

En désignant par y_{i+1} et z_{i+1} les coordonnées du centre de carène C_{i+1} correspondant à l'inclinaison θ_{i+1} , par y_i et z_i celles du centre C_i , par α_1 et β_1 les coordonnées du centre de gravité de l'onglet v_1 et par α_2 , β_2 celles de l'onglet v_2 , par c_i et d_i celles du point H_i et par $(c_i + \gamma_i)$ et $(d_i + \varepsilon_i)$, et $(c_i + \gamma_{i+1})$ et $(d_i + \varepsilon_{i+1})$ les coordonnées des centres de gravité des flottaisons isoca-

rènes θ_i et θ_{i+1} , on aura alors par le théorème des moments

$$\begin{aligned} D y_{i+1} &= D y_i + v_2 z_2 - v_1 z_1 + (c_i + \gamma_i) \delta_i D - (c_i + \gamma_{i+1}) \delta_{i+1} D, \\ \text{donc} \quad (y_{i+1} - y_i) D &= v_2 z_2 - v_1 z_1 + (c_i + \gamma_i) \delta_i D - (c_i + \gamma_{i+1}) \delta_{i+1} D. \end{aligned}$$

Il nous importe de calculer les projections du déplacement du centre de carène, c'est-à-dire les différences $y_{i+1} - y_i$ et $z_{i+1} - z_i$ qui sont indépendantes de la position de l'origine des coordonnées pourvu que les axes soient parallèles.

Supposons que l'on ait pris l'origine au point H_i , on aura alors

$$(y_{i+1} - y_i) D = v_2 (z_2 - c_i) - v_1 (z_1 - c_i) + \gamma_i \delta_i D - \gamma_{i+1} \delta_{i+1} D.$$

Les quantités $\delta_i D$ et γ_i, γ_{i+1} sont généralement très petites et leur produit bien au-dessous des limites de la précision du calcul (¹); on peut donc le négliger; on aura alors la formule

$$y_{i+1} - y_i = \frac{v_2 (z_2 - c_i) - v_1 (z_1 - c_i)}{D},$$

et de même

$$z_{i+1} - z_i = \frac{v_2 (\beta_2 - d_i) - v_1 (\beta_1 - d_i)}{D}.$$

On voit bien que le numérateur de ces formules représente la différence des moments des onglets, pris par rapport aux axes passant par le point H_i .

Il ne reste donc qu'à les calculer.

On voit aisément qu'en prenant, au lieu du moment de l'aire de chacun des triangles mixtes qui forment les sections des onglets, la demi-somme des moments des deux secteurs circulaires correspondants, on obtient une valeur *plus grande* que la vraie, et, en prenant les moments des triangles rectilignes correspondants, on aura pour le moment total de l'onglet une valeur *moindre* que la vraie, car pour presque toutes les sections, surtout pour celles du milieu qui sont les plus importantes, le côté courbe dudit triangle mixte est convexe, pour les formes habituelles des navires.

Ainsi, en remplaçant pour le calcul des coordonnées des centres de carène les sections des onglets par la moyenne des deux secteurs circulaires correspondants, on aura une limite supérieure de la valeur de ces coordonnées. On en aura une limite inférieure en prenant au lieu de ladite section le triangle rectiligne correspondant.

Il ne reste donc qu'à établir les deux groupes de formules qui se rapportent à ces suppositions.

Les rayons des secteurs circulaires par lesquels nous remplaçons les sections réelles des onglets sont, quand on passe du plan $H_{i-1} H_i$ au plan $H_i H_{i+1}$:

$$\begin{array}{ll} \text{Pour l'onglet immergent} & \dots\dots\dots a_i - r_i \quad \text{et} \quad a_{i+1} \\ \text{Pour l'onglet émergent} & \dots\dots\dots b_i + r_i \quad \text{et} \quad b_{i+1} \end{array}$$

(¹) En faisant le calcul numérique, on s'en convaincra immédiatement. Si dans quelques cas exceptionnels ce produit atteignait une valeur notable, il serait bien aisé d'en tenir compte

on a donc pour les moments desdits secteurs par rapport aux axes passant par le point H_i

$$\begin{aligned} M'_y &= \int_{\theta_i}^{\theta_{i+1}} \int_0^{\gamma_i - \eta_i} r^2 \cos \theta \, d\theta = \frac{1}{3} (a_i - \eta_i)^3 (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i), \\ M''_y &= - \int_{\theta_i}^{\theta_{i+1}} \int_0^{b_i + \eta_i} r^2 \cos \theta \, d\theta = - \frac{1}{3} (b_i + \eta_i)^3 (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i) \end{aligned}$$

et le moment total sera

$$M_y = M'_y - M''_y = \frac{1}{3} [(a_i - \eta_i)^3 + (b_i + \eta_i)^3] (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i).$$

De même, le moment par rapport au plan des xy

$$M_z = \frac{1}{3} [(a_i - \eta_i)^3 + (b_i + \eta_i)^3] (\cos \theta_i - \cos \theta_{i+1}).$$

De même, les moments des aires des secteurs décrits avec a_{i+1} et b_{i+1} comme rayons sont

$$\begin{aligned} M_y &= \frac{1}{3} (a_{i+1}^3 + b_{i+1}^3) (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i), \\ M_z &= \frac{1}{3} (a_{i+1}^3 + b_{i+1}^3) (\cos \theta_i - \cos \theta_{i+1}). \end{aligned}$$

En prenant la demi-somme des moments correspondants des secteurs et appli-

quant la formule de M. Tchebycheff pour calculer les intégrales $\int_{-\frac{1}{2}}^{+\frac{1}{2}} M_y \, dx$

et $\int_{-\frac{1}{2}}^{+\frac{1}{2}} M_z \, dx$, on obtiendra les expressions que voici pour la limite supé-

rieure des moments des onglets

$$M_{i+1} = \frac{1}{2} (I_i + I_{i+1}) (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i) + \frac{1}{2} \frac{L}{n} (q_i \eta_i^2 - Q_i \eta_i) (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i)$$

et

$$N_{i+1} = \frac{1}{2} (I_i + I_{i+1}) (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i) + \frac{1}{2} \frac{L}{n} (q_i \eta_i^2 - Q_i \eta_i) (\cos \theta_i - \cos \theta_{i+1}),$$

où I_i et I_{i+1} désignent les quantités

$$\begin{aligned} I_i &= \frac{1}{3} \frac{L}{n} \sum (a_i^3 + b_i^3), \\ I_{i+1} &= \frac{1}{3} \frac{L}{n} \sum (a_{i+1}^3 + b_{i+1}^3). \end{aligned}$$

Quant aux quantités q_i , Q_i , q_{i+1} , Q_{i+1} , η_i , leurs expressions sont données par les formules (13). Pour avoir les variations des coordonnées du centre de carène, il faut diviser les valeurs de M_{i+1} et N_{i+1} par $D = \frac{2LTS}{nk}$.

On aura alors les formules suivantes

$$(14) \quad \begin{cases} y_{i+1} - y_i = \frac{1}{2} (\rho_i + \rho_{i+1}) (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i) + \lambda_i (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i), \\ z_{i+1} - z_i = \frac{1}{2} (\rho_i + \rho_{i+1}) (\cos \theta_i - \cos \theta_{i+1}) + \lambda_i (\cos \theta_i - \cos \theta_{i+1}), \end{cases}$$

où l'on a posé

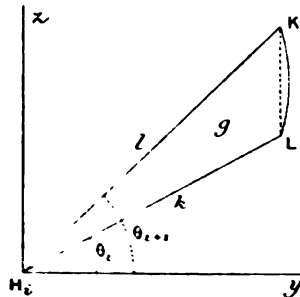
$$(15) \quad \begin{cases} \rho_i = \frac{l_i}{D} = \frac{k}{3} \frac{\sum (a_i^3 + b_i^3)}{2TS}, \\ \lambda_i = \frac{k}{2} \frac{(q_i r_i^2 - Q_i r_{i1})}{2TS}, \end{cases}$$

K étant le nombre des sections horizontales qui ont servi pour le calcul du déplacement D, T le tirant d'eau, S la somme de toutes les ordonnées que l'on a employées pour trouver le déplacement.

Maintenant nous allons établir les formules qui donnent une limite inférieure des valeurs des coordonnées des centres de carène.

Soient H_iKL (fig. 5) le triangle rectiligne par lequel nous remplaçons la

Fig. 5.



section de l'onglet, k, l ses côtés, g son centre de gravité. En menant par le point H_i les deux axes H_iy et H_iz parallèles aux axes des coordonnées, on a l'expression suivante du moment de l'aire du triangle H_iKL par rapport à l'axe H_iz :

$$\begin{aligned} M &= \frac{1}{2} kl \sin(\theta_{i+1} - \theta_i) \frac{l \cos \theta_{i+1} - k \cos \theta_i}{3} \\ &= \frac{1}{6} (k^2 \cos \theta_{i+1} - l^2 \cos \theta_i) \sin(\theta_{i+1} - \theta_i). \end{aligned}$$

Pour éviter les multiplications qu'exigerait le calcul des expressions $k l^2$ et $k^2 l$ et pour profiter des tables des cubes des nombres, nous remarquerons que l'on a identiquement

$$(l + k)^3 - (l - k)^3 = 2l^3 + 6k^2l;$$

les deux flottaisons étant voisines, le rapport $\frac{k}{l}$ est compris entre 0,9 et 1,1 alors $(l - k)^3$ est négligeable auprès de $(l + k)^3$ et l'on peut poser approximativement (*)

$$l^3 = \frac{(l + k)^3}{6} - \frac{k^3}{3};$$

*) Par exemple, soient $l = 1,1$ et $k = 0,9$ on a $\frac{l - k}{l} = 0,1$ et $\frac{l - k^3}{l^3} = 0,99,8$;

de même

$$kl^2 = \frac{(l+k)^3}{6} - \frac{k^3}{3}.$$

En faisant usage de ces deux formules, on obtient la valeur suivante du moment de l'aire du triangle

$$M = \frac{1}{36} [(k+l)^3 (\cos \theta_{i+1} + \cos \theta_i) - 2k^2 \cos \theta_{i+1} - 2l^2 \cos \theta_i] \sin(\theta_{i+1} - \theta_i).$$

En remarquant que le côté $k = a_i - \eta_i$ et $l = a_{i+1}$ pour l'onglet d'immersion et $k = b_i + \eta_i$ et $l = b_{i+1}$ pour l'onglet d'émersion, on voit que le moment total des deux triangles pour les deux onglets est

$$M = \frac{1}{36} \{ [(a_i + a_{i+1} - \eta_i)^3 + (b_i + b_{i+1} + \eta_i)^3] (\cos \theta_{i+1} + \cos \theta_i) - 2[(a_i - \eta_i)^3 + (b_i + \eta_i)^3] \cos \theta_{i+1} - 2(a_i^3 + b_{i+1}^3) \cos \theta_i \} \sin(\theta_{i+1} - \theta_i).$$

En faisant les réductions et remarquant que pour deux flottaisons voisines on peut poser approximativement

$$(b_i + b_{i+1})^2 - (a_i + a_{i+1})^2 = 2(b_i^2 - a_i^2) + 2(b_{i+1}^2 - a_{i+1}^2)$$

et, appliquant pour le calcul des intégrales la formule de M. Tchebycheff, on obtient les expressions suivantes, qui donnent une limite inférieure de la variation des coordonnées des centres de carène

$$(16) \quad y_{i+1} - y_i = \frac{1}{12} [(R_i - 2\rho_i) \cos \theta_{i+1} + (R_i - 2\rho_{i+1}) \cos \theta_i] \sin(\theta_{i+1} - \theta_i) + \frac{1}{12} (l_i \cos \theta_{i+1} + m_i \cos \theta_i) \sin(\theta_{i+1} - \theta_i)$$

et de même

$$(17) \quad z_{i+1} - z_i = \frac{1}{12} [(R_i - 2\rho_i) \sin \theta_{i+1} + (R_i - 2\rho_{i+1}) \sin \theta_i] \sin(\theta_{i+1} - \theta_i) + \frac{1}{12} (l_i \sin \theta_{i+1} + m_i \sin \theta_i) \sin(\theta_{i+1} - \theta_i),$$

où l'on a posé

$$(18) \quad \left\{ \begin{array}{l} R_i = \frac{k}{3} \frac{\sum [(a_i + b_i)^3 + (b_i + b_{i+1})^3]}{2TS}, \\ l_i = k \frac{(q_i - q_{i+1})\eta_i^2 - 2Q_i\eta_i}{2TS}, \\ m_i = k \frac{(q_i + q_{i+1})\eta_i^2 - 2(Q_i + Q_{i+1})\eta_i}{2TS}. \end{array} \right.$$

On voit que, pour avoir la limite inférieure, on n'a qu'à calculer une somme de plus (R_i) pour chaque inclinaison; le calcul des petites quantités l_i , m_i ne présente aucune difficulté; même, dans la plupart des cas, ces quantités seront tellement faibles par rapport à ρ_i et R_i que l'on pourra les négliger et,

$kl^2 = 1210$ et $\frac{(k+l)^3}{6} - \frac{k^3}{3} = 1210,2$, l'erreur ne porte que sur le cinquième chiffre; même si le rapport $\frac{k}{l}$ était compris entre 1,2 et 0,8 l'erreur ne porterait que sur le quatrième chiffre.

au lieu des formules (14) et (16), employer celles que voici :

$$(19) \quad \left\{ \begin{array}{l} y_{i+1} - y_i = \frac{1}{2}(\rho_i + \rho_{i+1})(\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i) \\ z_{i+1} - z_i = \frac{1}{2}(\rho_i + \rho_{i+1})(\cos \theta_i - \cos \theta_{i+1}) \end{array} \right\} \text{ limite supérieure}$$

et pour la limite inférieure :

$$(20) \quad \left\{ \begin{array}{l} y_{i+1} - y_i = \frac{1}{12}[(R_i - 2\rho_i) \cos \theta_{i+1} + (R_i - 2\rho_{i+1}) \cos \theta_i] \sin(\theta_{i+1} - \theta_i), \\ z_{i+1} - z_i = \frac{1}{12}[(R_i - 2\rho_i) \sin \theta_{i+1} + (R_i - 2\rho_{i+1}) \sin \theta_i] \sin(\theta_{i+1} - \theta_i). \end{array} \right.$$

Les différences successives des coordonnées des centres de carènes étant calculées par les formules précédentes, on calcule ces coordonnées elles-mêmes, en prenant pour origine le centre C_0 de la carène droite. On aura alors

$$\begin{array}{ll} y_0 = 0, & z_0 = 0 \\ y_1 - y_0 = \dots, & z_1 - z_0 = \dots \\ y_2 - y_1 = \dots, & z_2 - z_1 = \dots \\ y_3 - y_2 = \dots, & z_3 - z_2 = \dots \\ \dots\dots\dots, & \dots\dots\dots \end{array}$$

Prenant les sommes successives on a les coordonnées $y_1, z_1, y_2, z_2, \dots$ des centres $C_1, C_2, \dots$ des carènes inclinées pour les angles $\theta_1, \theta_2, \dots$.

Ces coordonnées étant calculées, on a la longueur des bras de levier correspondants par la formule

$$(21) \quad r_i = y_i \cos \theta_i + z_i \sin \theta_i.$$

Quant aux détails de ces calculs, nous renvoyons à l'exemple numérique.

Ces développements pourront paraître compliqués : cela provient de ce que nous avons tenu compte des termes des ordres supérieurs que l'on néglige généralement; mais il faut bien distinguer entre le développement d'une formule et son emploi pour le calcul numérique.

Nous répéterons encore une fois que la formule des quadratures de M. Tchebycheff est également avantageuse pour le calcul de la stabilité par une méthode quelconque, et elle apporte partout la même simplification. Au lieu de vingt ordonnées, on peut en prendre sept ou neuf tout au plus, ce qui réduit le travail dans le même rapport et rachète bien le temps et la peine de tracer les sept ou neuf sections transversales auxiliaires.

Le calcul détaillé des moments de flexion du navire paraît avoir été exécuté pour la première fois par Sir E. Reed pour le *Bellérophon*, quoique Euler ait remporté, en l'an 1758, le prix de l'Académie des Sciences de Paris pour son Mémoire : *Examen des efforts qu'ont à supporter toutes les parties d'un vaisseau dans le roulis et le tangage* ⁽¹⁾. Ainsi tout un siècle s'est écoulé avant

(1) *Recueil des pièces qui ont remporté les prix de l'Académie des Sciences de Paris*, t. VIII; 1759.

que l'on ait mis en pratique les idées développées par Euler dans ce Mémoire.

Reed, en faisant ses calculs, admet les hypothèses suivantes, dont on ne saurait indiquer la précision : 1° que le navire repose en équilibre sur la crête ou le creux d'une lame d'une longueur égale à celle du navire ; 2° que dans cette position le déplacement total du navire est le même que dans sa position naturelle ; 3° que la poussée pour chacune des portions du navire est égale au déplacement de cette portion et est dirigée verticalement.

On voit donc qu'un calcul basé sur de telles hypothèses n'est qu'une sorte de première approximation à la solution rigoureuse du problème. Pour une seconde approximation on devrait faire usage des lois du tangage sur mer houleuse et tenir compte des forces d'inertie. Quant à la solution *rigoureuse*, elle est trop compliquée pour qu'on ose même l'ébaucher.

Nous nous bornerons à la même approximation que celle de Reed, qui est admise par la pratique. Ainsi, avant tout, il s'agit « de placer le navire sur le creux ou la crête d'une lame. »

On propose quelquefois pour cette opération l'emploi des échelles Bonjean, mais nous montrerons qu'on n'a pas même besoin de savoir le déplacement d'un navire pour le placer sur la lame, l'opération n'exigeant tout au plus qu'un quart d'heure ; il faut seulement faire usage de la méthode des *approximations successives*, qui est, à ce qu'il paraît, très négligée dans la théorie du navire ; on préfère la méthode de l'interpolation graphique.

Ces deux méthodes ne s'excluent pas mutuellement, mais on peut facilement préciser les questions qui appartiennent à chacune d'elles. S'il s'agit de déterminer la valeur unique d'un seul paramètre ou un système unique des valeurs simultanées de plusieurs paramètres inconnus, autrement dit, s'il faut résoudre un système d'équations, c'est la méthode des approximations successives qui doit être employée. Si, au contraire, on a besoin d'étudier la marche d'un phénomène ou de déterminer toute une série de valeurs d'une fonction, c'est l'interpolation graphique.

Pour placer le navire sur la crête d'une lame, on procédera de la manière suivante : Ayant tracé le profil de la lame, on tire une ligne horizontale par le milieu de la hauteur de la lame et l'on relève sur une bande de papier à partir de la ligne du milieu, que l'on y marque, les ordonnées du profil de la lame correspondant aux k sections du navire distribuées d'après la règle de Tchebycheff. Il faut maintenant placer la ligne du milieu de la vague de telle manière que la somme des aires immergées des couples ne soit pas changée.

Nous allons donc chercher la distance de cette ligne à la flottaison en charge par la méthode des approximations successives. En supposant, à titre de première approximation, cette distance nulle, nous rapportons au moyen de notre bande de papier les ordonnées du profil de la lame sur le plan du maître couple, et l'on voit immédiatement les trapèzes émergées et immergées sur les couples. Pour calculer leurs aires, on relève les deux ordonnées

extrêmes de chacun de ces trapèzes et leur hauteur, et l'on a ainsi le Tableau suivant :

Première position. — Distance de la ligne du milieu à la flottaison $z = 0$.

I.	II.	III.	IV.	V.	VI.
	Hauteur du trapèze	Base invariable des trapèzes (Somme des deux ordonnées de la flottaison)	Base variable des trapèzes (Somme des ordonnées aux points d'intersection avec la lame).	Demi-somme des bases $\frac{III + IV}{2}$	Aires des trapèzes $V \times II$.
Nombres de la section.	h .	a .			
1 et 9.	$- h_1$	$a_1 + a_9$	$x_1 + x_9$	$\frac{a_1 + a_9 + x_1 + x_9}{2}$	$- h_1 \frac{a_1 \dots + a_9}{2}$
2 et 8.	$- h_2$	$a_2 + a_8$	$x_2 + x_8$	"	"
3 et 7.	h_3	$a_3 + a_7$	$x_3 + x_7$	"	"
4 et 6.	$+ h_4$	$a_4 + a_6$	$x_4 + x_6$	"	"
5	$+ h_5$	a_5	x_5	$\frac{a_5 + x_5}{2}$	$+ \frac{h_5}{2} (a_5 + x_5)$
			Sommes.....	S_1	$+$ $-$ $E_1 =$

Seconde approximation : $z_1 = \frac{E_1}{S_1}$.

On prend les sommes des deux dernières colonnes et l'on voit que pour rendre E (erreur sur les aires des couples) nulle, il faudrait relever ou abaisser, selon le signe de E , la ligne du milieu de la vague d'une quantité

$$z_1 = \frac{E_1}{S_1}.$$

On pose donc $z = z_1$; pour refaire le calcul, on n'a qu'à relever les nouvelles ordonnées a et l'on obtient une troisième approximation $z_2 = z_1 + \delta z_1$, qui, généralement, n'aura plus besoin d'être corrigée.

Avec un peu d'attention, on pourra placer pour la première fois la ligne du milieu de la vague, non sur la flottaison ($z = 0$), mais un peu plus bas, de telle manière qu'à l'œil les aires immergées soient égales à la somme des aires émergées; alors la seconde approximation donne une précision suffisante, c'est-à-dire que la troisième donne $\delta z_2 = 0$.

On voit bien la simplicité de ce procédé et la manière de l'employer si l'on fait usage de telle autre formule de quadrature que celle de Tchebycheff.

Connaissant ainsi la position du navire sur la lame, on construit la courbe des poussées pour laquelle on profitera des sommes des ordonnées de chaque couple que l'on a déjà obtenu en calculant le déplacement. Ces sommes étant proportionnelles aux aires des couples sur eau calme, c'est-à-dire aux ordonnées de la courbe des poussées pour la position naturelle du navire, on leur

ajoutera les corrections pour les trapèzes immergés ou submergés que le profil de la lame détermine sur chaque couple.

Le pas suivant, dans ce calcul, c'est la construction de la courbe des poids, par mètre courant de la longueur du navire.

On recommande de partager le navire en tranches de 3^m à 5^m de long et de calculer le poids de tout ce qui se trouve dans chacune de ces tranches, le rapport de ce poids à la longueur de la tranche donne l'ordonnée correspondante de la courbe cherchée. On obtient ainsi une ligne brisée discontinue composée de divers éléments tous parallèles à l'axe. On en régularise ensuite les aspérités à l'œil.

C'est bien ce procédé qui a fait penser que le calcul des moments de flexion est d'une longueur interminable. Il n'en est rien cependant; il faut seulement faire le calcul d'une manière plus rationnelle.

Pour cela, on remarquera que tous les poids qui sont portés par le navire sont distribués fort irrégulièrement, surtout si on les rapporte au mètre courant; ainsi les poids des quilles, des carlingues, des lisses et d'autres liaisons longitudinales, sont distribués presque uniformément sur toute la longueur, tandis qu'une traverse blindée, dont le poids atteint plus d'une centaine de tonnes, est concentrée sur une longueur égale à l'épaisseur du blindage, c'est-à-dire une trentaine de centimètres. Donc on ne doit pas même tâcher de représenter la distribution de *tous* les poids par une courbe continue, il faut auparavant les classer convenablement.

Nous ferons ce classement de la manière suivante :

1. *Poids continus*. — Ce sont ceux qui sont distribués d'une manière uniforme ou continue sur toute ou presque toute la longueur du navire; tels sont : les poids des liaisons longitudinales, du bordé avec sa membrure, des ponts, du blindage des bords, du blindage des ponts, etc.

2. *Poids locaux ou discontinus*. — Ce sont tous les poids qui sont distribués d'une manière uniforme ou continue sur une longueur restreinte et qui n'ont aucune liaison ou dépendance mutuelle; tels sont : les chaudières, le charbon, la machine, les vivres, les munitions, les casemates blindées, etc.

3. *Poids concentrés*. — Ce sont les poids d'une valeur considérable qui n'occupent qu'une étendue fort restreinte dans le sens de la longueur du navire, en sorte que l'ordonnée de la courbe des charges qui leur correspondrait dépasserait de beaucoup toutes les autres; tels sont : les poids des traverses blindées, de l'étambot, des grosses pièces de l'artillerie, etc.

La nécessité d'un tel classement deviendra évidente, après l'explication de la manière de construire la courbe des poids et des charges effectives.

En effet, on ne saurait représenter par une courbe continue que les poids de la première classe et, pour le faire, on n'a évidemment besoin que de calculer un nombre peu considérable de ses ordonnées. On fera donc cinq ou six sections du navire et, le devis de construction à la main, on calcule les poids par mètre courant de toutes les liaisons longitudinales à la section

correspondante, on les porte comme ordonnées de la première courbe partielle, qui sera bien continue, même presque une droite parallèle à l'axe des abscisses. On fera de même pour le bordé en lui adjoignant la membrure, et l'on portera les valeurs obtenues comme ordonnées de la première courbe partielle, qui représente la distribution des poids des liaisons longitudinales, on passe ensuite aux ponts, etc., et aux courbes partielles correspondant aux poids n'occupant qu'une partie de la longueur totale, en ayant soin de porter les ordonnées de chaque courbe à partir de la précédente. Le contour extérieur de la ligne ainsi obtenu sera une courbe à peu près continue que l'on tracera aisément.

Pour les poids de la seconde classe, on ne saurait obtenir une courbe continue, par le caractère même de leur distribution. Ce sera une ligne discontinue, que l'on construira à part, composée de plusieurs courbes continues disposées, pour ainsi dire, en échelons. Le calcul de chaque courbe partielle se fait immédiatement, si l'on connaît tous les poids comme ceux des chaudières, de la machine, du charbon, etc., et l'espace qu'ils occupent dans le sens de la longueur du navire.

Les poids de la troisième classe ne peuvent pas être figurés sur le dessin : on les comptera donc pour des forces extérieures appliquées aux points correspondants.

Pour avoir la courbe des charges effectives, on commence par retrancher des ordonnées de la courbe des poussées celles de la courbe des poids continus. Si l'on rapproche la courbe que l'on obtient ainsi de la ligne brisée échelonnée qui représente la distribution des autres poids, on construit en prenant la différence des ordonnées correspondantes une nouvelle ligne, qui sera aussi composée de plusieurs parties courbes disposées en échelons : c'est la courbe des charges effectives.

Cette courbe étant construite, son intégration donne la courbe des efforts tranchants. En construisant cette dernière, on aura soin d'ajouter aux points correspondants les forces extérieures qui représentent les poids des traverses, etc., non figurés sur la courbe des charges. Chacun de ces poids produit un saut brusque dans la courbe des efforts tranchants, la différence des deux ordonnées correspondant à une même abscisse étant égale à la force extérieure considérée.

Si l'on a bien calculé tous les poids, la courbe des efforts tranchants devra se fermer d'elle-même, c'est-à-dire que ses deux ordonnées extrêmes sont nulles.

Une intégration de la courbe des efforts tranchants donne la courbe des moments de flexion qui ne présentera aucune discontinuité dans ses ordonnées, mais aura des points anguleux aux abscisses où sa dérivée présente des sauts.

Cette courbe devrait aussi se fermer d'elle-même, mais généralement ce ne sera pas le cas, car, en plaçant le navire sur la lame, nous n'avons con-

servé que le déplacement, ne prêtant aucune attention à la position du centre de carène, qui ne se trouvera pas sur la verticale du centre de gravité. Donc tout le navire sera soumis à l'action d'un couple. L'ordonnée extrême de la courbe des moments en donne la mesure.

La correction est très simple; on n'a qu'à tirer la droite joignant le point A sur l'axe où la courbe commence à l'extrémité C de sa dernière ordonnée, et pour avoir les moments de flexion on mesurera les ordonnées, non à partir de l'axe AB, mais à partir de l'axe AC. En effet, on pourrait compenser ledit couple extérieur soit par une inclinaison du navire, ce qui changerait la courbe des poussées, soit par le transport d'un poids convenable d'une extrémité du navire à l'autre. La droite AC représente la variation des moments, qui provient d'un tel transport de poids. Ce poids sera généralement faible (une vingtaine de tonnes pour un bâtiment de 10000 tonneaux) et le but du calcul étant de vérifier que les liaisons suffisent, le déplacement d'un pareil poids n'affectera pas d'une manière sensible la solidité du navire.

Si l'on voulait changer la courbe des poussées, on prendrait la projection horizontale de la section déterminée par la surface de la lame dans le navire, soit $y_0, y_1, \dots, y_k$ ses ordonnées correspondant aux abscisses $x_0, x_1, \dots, x_k$. On construira la courbe dont les ordonnées sont $x_0y_0, x_1y_1, x_2y_2, \dots, x_ky_k$; une double intégration de cette courbe fournira les nombres proportionnels aux moments de la variation des poussées, correspondant à un changement infiniment petit de l'assiette du navire sur la lame. On réduira les ordonnées ainsi obtenues dans le rapport $\frac{BC}{y}$, BC étant l'ordonnée extrême de la courbe des moments de flexion et y celle de la courbe que l'on vient de construire, et l'on substituera la courbe ainsi réduite à la droite AC.

On opérerait de même dans le cas du navire placé dans le creux de la houle.

Connaissant les moments de flexion et les efforts tranchants, on fera les vérifications connues des efforts que le matériel est appelé à supporter.

En disposant les calculs comme nous venons de l'indiquer, on verra qu'ils ne présentent en aucune sorte la longueur rebutante des méthodes usuelles.

En terminant cet article, je me fais un agréable devoir d'adresser mes remerciements les plus sincères à MM. Pollard et Dudebout qui, ayant pris connaissance en manuscrit de ma Note, m'ont fait l'honneur d'en donner un résumé dans leur grand *Traité*, et m'ont indiqué quelques erreurs importantes à corriger.

APPENDICE.

La manière d'établir la formule des quadratures de M. Tchebycheff ne se trouvant pas dans les *Traité*s classiques de Calcul intégral, nous pensons qu'il ne serait pas inutile d'en donner ici une démonstration élémentaire que nous emprunterons en substance au *Traité du Calcul intégral* de M. Alexeieff (en russe).

Soit

$$S = \int_a^b f(z) dz$$

une intégrale définie quelconque; on peut toujours, en posant

$$z = \frac{a+b}{2} + \frac{a-b}{2} x,$$

réduire cette intégrale à une autre dont les limites soient -1 et $+1$; nous ne considérerons donc que les intégrales de la forme

$$S = \int_{-1}^{+1} f(x) dx.$$

Toutes les formules que l'on emploie pour le calcul approximatif de ces intégrales sont comprises dans celle-ci:

$$S = \int_{-1}^{+1} f(x) dx = \sum_{i=1}^{i=k} A_i f(x_i).$$

La question revient donc à la recherche des valeurs convenables des coefficients A_k et des abscisses x_k . On a ainsi $2k$ quantités arbitraires; on peut en disposer de différentes manières.

Si l'on voulait, avec un nombre donné k des ordonnées, avoir la plus grande précision possible, on devrait considérer comme inconnues les abscisses $x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$, et les coefficients $A_1, A_2, A_3, \dots, A_k$, et l'on arriverait à la formule de Gauss.

Si l'on supposait toutes les ordonnées $f(x_k)$ équidistantes, les x_k seraient connus; il ne resterait que les A_m à déterminer et l'on obtiendrait la règle de Cotes.

Mais on peut inversement se donner les coefficients et déterminer les abscisses correspondantes. C'est ainsi que la question fut posée par M. Tchebycheff, qui prend tous les coefficients égaux entre eux

$$A_1 = A_2 = A_3 = \dots = A_k = A.$$

Il ne reste qu'à déterminer la valeur de A et les abscisses $x_1, x_2, \dots, x_k$, pour une valeur donnée de k .

Supposons que la fonction $f(x)$ soit développée en série par la formule de Maclaurin; on aura un développement de la forme

$$f(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + \dots + a_k x^k + R_k.$$

L'intégrale $S = \int_{-1}^{+1} f(x) dx$ aura pour valeur

$$S = 2 \left(a_0 + \frac{a_2}{3} + \frac{a_4}{5} + \frac{a_6}{7} + \dots \right) + \int_{-1}^{+1} R_k dx;$$

négligeant l'intégrale $\int_{-1}^{+1} R_k dx$, on veut avoir la formule approximative

$$\begin{aligned} S &= A[f(x_1) + f(x_2) + \dots + f(x_k)] \\ &= A(a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_1^2 + a_3 x_1^3 + \dots + a_k x_1^k) \\ &\quad + A(a_0 + a_1 x_2 + a_2 x_2^2 + a_3 x_2^3 + \dots + a_k x_2^k) \\ &\quad + A(a_0 + a_1 x_3 + a_2 x_3^2 + a_3 x_3^3 + \dots + a_k x_3^k) \\ &\quad + \dots \dots \dots \\ &\quad + A(a_0 + a_1 x_k + a_2 x_k^2 + a_3 x_k^3 + \dots + a_k x_k^k) \\ &= 2 \left(a_0 + \frac{a_2}{3} + \frac{a_4}{5} + \frac{a_6}{7} + \dots \right). \end{aligned}$$

Cette formule devant avoir lieu pour toutes les fonctions, c'est-à-dire pour toutes les valeurs de $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, \dots$, on a, en premier lieu,

$$kA = 2,$$

d'où

$$A = \frac{2}{k},$$

et ensuite pour déterminer les x , on a les équations suivantes :

$$\begin{aligned} x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_k &= 0, \\ x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + \dots + x_k^2 &= \frac{k}{3}, \\ x_1^3 + x_2^3 + x_3^3 + \dots + x_k^3 &= 0, \\ x_1^4 + x_2^4 + x_3^4 + \dots + x_k^4 &= \frac{k}{5}, \\ &\dots \dots \dots \end{aligned}$$

On voit que les premiers membres de ces équations sont des fonctions symétriques des lettres

$$x_1, x_2, x_3, \dots, x_k;$$

on peut donc aisément former une équation du $k^{\text{ième}}$ degré dont $x_1, x_2, \dots, x_k$ soient les racines.

Soit

$$F(x) = x^k + p_1 x^{k-1} + p_2 x^{k-2} + \dots + p_k = 0$$

cette équation, nous allons chercher ses coefficients $p_1, p_2, \dots, p_k$. En désignant par $s_1, s_2, s_3, \dots, s_k$ les sommes des puissances semblables des racines de l'équation $F(x) = 0$, on a les formules suivantes de Newton pour déterminer les coefficients

$$\begin{aligned} s_1 + p_1 &= 0, \\ s_2 + p_1 s_1 + 2p_2 &= 0, \\ s_3 + p_1 s_2 + p_2 s_1 + 3p_3 &= 0, \\ s_4 + p_1 s_3 + p_2 s_2 + p_3 s_1 + 4p_4 &= 0, \\ &\dots\dots\dots; \end{aligned}$$

en substituant au lieu des $s_1, s_2, s_3, \dots$ leurs valeurs

$$\begin{aligned} s_1 = s_2 = s_3 = \dots = s_{2i} &= 0, \\ s_2 = \frac{k}{3}, \quad s_3 = \frac{k}{5}, \quad s_4 = \frac{k}{7}, \quad \dots, \quad s_{2i} &= \frac{k}{2i+1}; \end{aligned}$$

on a pour déterminer $p_1, p_2, \dots, p_k$ les équations suivantes

$$\begin{aligned} p_1 &= 0, \\ \frac{k}{3} + 2p_2 &= 0, \\ p_3 &= 0, \\ \frac{k}{5} + \frac{k}{3} p_2 + 4p_4 &= 0, \\ p_5 &= 0, \\ \frac{k}{7} + \frac{k}{5} p_2 + \frac{k}{3} p_3 + 6p_6 &= 0, \\ p_7 &= 0, \\ &\dots\dots\dots \end{aligned}$$

dont la loi de formation est évidente.

Donnant à k successivement les valeurs

$$2, 3, 4, 5, 6, 7, 9$$

et déterminant les valeurs de p correspondantes, on aura les équations suivantes pour calculer les abscisses,

$$\begin{aligned} k=2, \dots\dots\dots x^2 - \frac{1}{3} &= 0, \\ k=3, \dots\dots\dots x^3 - \frac{x}{2} &= 0, \\ k=4, \dots\dots\dots x^4 - \frac{2}{3}x^2 + \frac{1}{45} &= 0, \\ k=5, \dots\dots\dots x^5 - \frac{5}{6}x^3 + \frac{7}{72}x &= 0, \\ k=6, \dots\dots\dots x^6 - x^4 + \frac{1}{5}x^2 - \frac{1}{105} &= 0, \end{aligned}$$

$$k = 7 \dots \dots \dots x^7 - \frac{7}{6} x^5 + \frac{119}{360} x^3 - \frac{149}{6480} x = 0,$$

$$k = 9 \dots \dots \dots x^9 - \frac{3}{2} x^7 + \frac{27}{40} x^5 - \frac{57}{560} x^3 + \frac{53}{22400} x = 0.$$

Nous n'avons pas écrit l'équation pour $k = 8$, car elle a des racines imaginaires qui ne nous conviennent pas.

En résolvant ces équations, on aura le Tableau suivant :

Valeurs des abscisses pour la formule de M. Tchebycheff.

Nombre des ordonnées.	Abscisses (les limites de l'intégrale étant + 1 et - 1).
$k = 2 \dots \dots \dots$	$x_1 = -x_2 = 0,577350$
$k = 3 \dots \dots \dots$	$x_1 = -x_3 = 0,707107$ $x_2 = 0$
$k = 4 \dots \dots \dots$	$x_1 = -x_4 = 0,794654$ $x_2 = -x_3 = 0,187592$
$k = 5 \dots \dots \dots$	$x_1 = -x_5 = 0,832498$ $x_2 = -x_4 = 0,374541$ $x_3 = 0$
$k = 6 \dots \dots \dots$	$x_1 = -x_6 = 0,866247$ $x_2 = -x_5 = 0,422519$ $x_3 = -x_4 = 0,266635$
$k = 7 \dots \dots \dots$	$x_1 = -x_7 = 0,883862$ $x_2 = -x_6 = 0,529657$ $x_3 = -x_5 = 0,323912$ $x_4 = 0$
$k = 9 \dots \dots \dots$	$x_1 = -x_9 = 0,911589$ $x_2 = -x_8 = 0,601019$ $x_3 = -x_7 = 0,528762$ $x_4 = -x_6 = 0,167906$ $x_5 = 0$

Ainsi la formule de M. Tchebycheff est

$$\int_{-1}^{+1} f(x) dx = \frac{2}{k} \sum_{i=1}^{i=k} f(x_i).$$

Si les limites de l'intégrale étaient $+\frac{L}{2}$ et $-\frac{L}{2}$, on aurait

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} f(x) dx = \frac{L}{2} \int_{-1}^{+1} f\left(\frac{Lz}{2}\right) dz;$$

appliquant à la dernière intégrale la formule de M. Tchebycheff, on aura

$$\int_{-\frac{1}{2}}^{+\frac{1}{2}} f(x) dx = \frac{L}{k} \sum_{i=1}^{i=k} f(x_k).$$

On a ainsi la règle suivante : Pour trouver l'aire d'une courbe, on mesure les ordonnées correspondant aux abscisses de M. Tchebycheff, et l'on multiplie la moyenne arithmétique de ces ordonnées par la longueur de la base.

On trouvera l'exposition originale de la méthode par son illustre auteur dans le *Mémoire : Sur les quadratures (Journal de Liouville, 1874)*. On trouvera aussi l'exposition de la méthode de Tchebycheff, ainsi que de toutes les autres méthodes des quadratures dans le *Mémoire de M. Radau : Étude sur les formules d'approximation qui servent à calculer la valeur numérique d'une intégrale définie (Journal de Liouville, 1880)*. C'est dans ce dernier *Mémoire* que nous avons pris la Table des valeurs des abscisses.

Pour montrer la précision de la formule de M. Tchebycheff, dans ses applications aux calculs des éléments d'un navire, je prends quelques exemples. La maîtresse section d'un certain navire a pour équation

$$y = a \frac{1 - \left(\frac{z+h}{1-h}\right)^2}{1 + n \left(\frac{z+h}{1-h}\right)^2},$$

le tirant d'eau étant pris = 1, l'axe des z étant vertical dirigé en bas, l'origine des coordonnées se trouvant à l'intersection de la flottaison avec le plan longitudinal. Les paramètres ont les valeurs suivantes

$$h = -0,0584, \quad n = -0,5346,$$

la valeur de a , demi-largeur, étant indifférente ($a = 1,4603$).

Avec ces données, on calcule aisément le rapport de l'aire de la maîtresse section à celle du rectangle circonscrit, soit par la formule rectangle que voici

$$\begin{aligned} \frac{S}{a} &= \frac{1}{a} \int_{-1}^{+1} \frac{1 - \left(\frac{z+h}{1-h}\right)^2}{1 + n \left(\frac{z+h}{1-h}\right)^2} dz \\ &= \left(1 - \frac{1}{n}\right) \frac{1-h-1}{3} \left[\frac{1}{2} \log \frac{1-k^2}{1-k-k^2} - \frac{1}{2} \log \frac{\left(\frac{h}{h-1}-k\right)^2}{\left(\frac{h}{h+1}\right)^2 - \frac{kh}{h-1} - k^2} \right. \\ &\quad \left. - \sqrt{3} \arctang \frac{\sqrt{3}}{2k-1} - \sqrt{3} \arctang \frac{h\sqrt{3}}{2k(h-1)-h} \right] - \frac{1}{n}, \end{aligned}$$

où l'on a posé

$$k = \frac{1}{2}.$$

soit par une formule approximative, en prenant tel ou tel nombre d'ordonnées, qui seront toutes calculées par l'équation de la courbe, en sorte qu'on sera indépendant des imperfections du dessin.

On obtiendra par ces calculs :

Valeur exacte de.....	$\frac{S}{a} = 0,83512$
Valeur calculée par la formule de Tchebycheff en prenant sept ordonnées.....	$\frac{S}{a} = 0,83543$
Valeur calculée par la formule de Tchebycheff en prenant cinq ordonnées.....	$\frac{S}{a} = 0,83476$
Valeur calculée par la formule de Simpson en prenant huit ordonnées.....	$\frac{S}{a} = 0,83415$

Pour que l'on puisse juger de la forme de la courbe, nous donnons les rapports $\frac{y}{a}$ pour les huit abscisses équidistantes :

$z = 0$	$\frac{y}{a} = 1$	$z = \frac{5}{8}$	$\frac{y}{a} = 0,8853$
$z = \frac{1}{8}$	$\frac{y}{a} = 0,9998$	$z = \frac{6}{8}$	$\frac{y}{a} = 0,7660$
$z = \frac{2}{8}$	$\frac{y}{a} = 0,9959$	$z = \frac{7}{8}$	$\frac{y}{a} = 0,5351$
$z = \frac{3}{8}$	$\frac{y}{a} = 0,98205$	$z = 1$	$y = 0$
$z = \frac{4}{8}$	$\frac{y}{a} = 0,9492$		

Des calculs pareils pour un des couples typiques de l'arrière (ce couple est à $\frac{1}{3}$ de la demi-longueur du navire à partir du perpendiculaire R), dont l'équation est

$$\frac{y}{a} = \frac{1-z^3}{1+nz^3}, \quad n = 2,8927,$$

donnent les résultats suivants

$$\frac{S}{a} = \frac{1}{a} \int y dz = \left(1 + \frac{1}{n}\right) \frac{k}{3} \left(\frac{1}{2} \log \frac{1+k^2}{1-k+k^2} + \sqrt{3} \arctan \frac{\sqrt{3}}{2k-1} \right) - \frac{1}{n},$$

où

$$k = \sqrt[3]{\frac{1}{n}},$$

et la valeur exacte de l'intégrale est

$$\frac{S}{a} = 0,5903.$$

En la calculant par la formule de Tchebycheff et prenant 7 ordonnées, on obtient 0,5904; la formule de Simpson avec 10 ordonnées donne 0,5914 et, avec 8 ordonnées, 0,5942.

Pour que l'on puisse aisément tracer la forme de ce couple, je donne les valeurs des rapports $\frac{y}{a}$ pour les 10 ordonnées équidistantes :

z	$\frac{y}{a}$	z	$\frac{y}{a}$
0	1,00000	0,6	0,48250
0,1	0,99613	0,7	0,32982
0,2	0,96955	0,8	0,19670
0,3	0,89722	0,9	0,08720
0,4	0,78980	1,0	0,00000
0,5	0,65660		

$$a = 1,1872.$$

Le tirant d'eau $T = 1$.

De même pour la flottaison en charge du même navire dont la partie N a pour équation

$$y = a \frac{1 - \left(\frac{x}{L}\right)^3}{1 - u \left(\frac{x}{L}\right)^3}; \quad \log u = \bar{1},40115,$$

et dont la partie R a la même équation, mais avec les valeurs suivantes des paramètres

$$\log u_1 = \bar{1},58616 \quad \text{et} \quad L_1 = L(1 + \Delta); \quad \log(1 + \Delta) = 0,020493,$$

on obtient les résultats suivants :

Valeur exacte de l'aire totale 0,80662 du rectangle

La formule de Tchebycheff donne :

Avec 14 ordonnées (7 pour N , 7 pour R)	0,80664
Avec 9 ordonnées	0,80638
Avec 7 ordonnées	0,80756
Formule de Simpson (21 ordonnées)	0,80642
Formule des trapèzes (21 ordonnées)	0,80334
Formule des trapèzes avec 21 ordonnées principales et 3 intercalaires sur l' N et 3 sur l' R (abscisse : 0,75; 0,85; 0,95)	0,80665

Les valeurs des ordonnées sont les suivantes :

Partie R .		Partie N .	
x	1,00000	x	1,00000
0,1 L	0,99948	0,1 L	0,99926
0,2	0,99573	0,2	0,99401
0,3	0,98549	0,3	0,97965
0,4	0,96514	0,4	0,95128
0,5	0,93042	0,5	0,90116
0,6	0,87583	0,6	0,82911
0,7	0,79336	0,7	0,71914
0,75	0,73802	0,75	0,64686
0,8	0,67049	0,8	0,56025
0,85	0,58775	0,85	0,45647
0,9	0,48579	0,9	0,33195
0,95	0,35877	0,95	0,18193
1,0	0,19841	1,0	0,00000
$(1 + \Delta)L$	0,00000		

Ces exemples suffisent pour juger de la précision de la formule de M. Tchebycheff.

APPENDICE II. — Exemples numériques.

En guise d'exemple, nous appliquerons nos méthodes au calcul des éléments d'un vaisseau type *Trafalgar*. Mais, n'ayant pas à notre disposition des dessins à échelle métrique, nous avons pris les plans des formes d'un navire au $\frac{1}{48}$, et pour ne pas embrouiller les lecteurs français avec les pieds et les pouces, nous supposons que le dessin soit au $\frac{1}{30}$ et nous faisons le calcul dans cette supposition en employant la mesure métrique.

I. — Calcul du déplacement.

Longueur du navire $L = 106^m,83$; tirant d'eau $T = 7^m,94$.

Numéros des sections hori- zontales.	Numéros des sections verticales.	Partie R.				x $x_5 = 0.$	Partie N.				Sommes des lignes.
		9 $x_9 = 48^m, 70.$	8 $x_8 = 32^m, 11.$	7 $x_7 = 28^m, 25.$	6 $x_6 = 8^m, 97.$		4 $x_4 = 8^m, 97.$	3 $x_3 = 28^m, 25.$	2 $x_2 = 32^m, 11.$	1 $x_1 = 48^m, 70.$	
I...	$z_1 = 3,51$	7,80	17,52	18,68	21,10	21,20	21,00	16,50	14,50	3,25	141,55
II...	$z_2 = 2,10$	4,75	16,60	18,10	21,05	21,20	20,95	16,15	14,10	3,09	135,99
III...	$z_3 = 1,29$	3,00	15,70	17,40	20,90	21,15	20,80	15,80	13,70	2,90	131,35
IV...	$z_4 = 0$	1,45	13,35	15,65	20,40	20,70	20,28	14,95	12,85	2,55	122,18
V...	$z_5 = -1,29$	0,75	9,70	12,40	19,20	19,60	19,05	13,30	11,10	1,90	107,00
VI...	$z_6 = -2,10$	0,50	6,90	9,50	17,60	18,20	17,55	11,50	9,50	1,45	92,70
VII...	$z_7 = -3,51$	0,40	2,00	3,00	8,90	10,10	9,60	5,10	3,90	0,50	43,50
Sommes des colonnes.		18,65	81,77	94,73	129,15	132,15	129,23	93,30	79,65	15,64	$S = 774,27$

$$\text{Déplacement } D = \frac{2 \cdot L \cdot T \cdot S}{9 \cdot 7} = \frac{2 \cdot 106,83 \cdot 7,94 \cdot 774,27}{9 \cdot 7} = 10450^{\text{m}^3}.$$

Remarque. — Toutes les ordonnées sont relevées en centimètres du dessin; ainsi 7,80 veut dire que l'ordonnée $y_{19} = 7^{\text{cm}},80$ sur le dessin $= 3^{\text{m}},90$, grandeur naturelle, car l'échelle du dessin est $\frac{1}{30}$. Il est bien plus simple de réduire le résultat final que chaque ordonnée. C'est de là que vient le facteur $\frac{1}{2}$ dans la formule du déplacement.

II. — Calcul de la position du centre de carène C_0 .

Distance de C_0 à la flottaison.

Sommes des ordonnées des sections supérieures.....	141,55	135,99	131,35
Sommes des ordonnées des sections inférieures.....	43,50	92,70	107,00
Différence.....	98,05	43,29	24,35
x	3,51	2,10	1,29
Produits des différences par x	344,2	91,9	31,4

Somme des produits = $M = 467,5$.

Distance de C_0 à la ligne d'eau IV :

$$z_0 = \frac{M}{S} = \frac{467,5}{774,27} = 0^m,604.$$

Distance à la flottaison A_0 :

$$A_0 = \frac{T}{2} - z_0 = 3,97 - 0,60 = 3^m,37.$$

Distance de C_0 au maître-couple.

Sommes des ordonnées des couples R ...	18,65	81,77	94,73	129,15
Sommes des ordonnées des couples N ...	15,64	79,65	93,30	129,23
Différences....	3,01	2,12	1,43	-0,08
x	48,70	32,11	28,25	8,97
Produits des différences par x	144,7	68,1	40,4	-0,7

Somme des produits $N = 254,5$.

Abscisse de C_0 :

$$x_0 = \frac{N}{S} = \frac{254,5}{774,27} = 0^m,33 \text{ à l'R du milieu.}$$

III. — Calcul de la hauteur des métacentres principaux.

Hauteur du petit métacentre au-dessus de C_0 .

Nombres des sections.	Ordonnées de la flottaison a .	Cubes des ordonnées a^3 .
1...	3,08	35
2...	11,57	3093
3...	16,56	4541
4...	20,09	8108
5...	21,00	9268
6...	21,15	9431
7...	18,75	6592
8...	17,70	5545
9...	8,70	659

Somme... 47522

Hauteur du petit métacentre :

$$H = \frac{\sum a^3}{\sum a} = \frac{47522}{774,27} = 61^m,51$$

Hauteur du grand métacentre au-dessus de C_0 .

I.	II.	III.	IV.	V.	VI.
Nombres des sections.	Ordonnées a .	Sommes des ordonnées correspondantes.	1 et II.	$2 \log x.$	$\log ax^2.$
1 et 9...	11,98	11,98	1,0885	3,3749	4,4534
2 et 8...	33,27	33,27	1,5088	3,0133	4,5221
3 et 7...	35,31	35,31	1,5479	2,9019	4,4498
4 et 6...	41,21	41,21	1,6150	1,9056	3,5206
					Somme..
					93166

Hauteur du grand métacentre :

$$H = \frac{\sum ax^2}{\sum a} = \frac{93166}{774,27} = 106^m,1.$$

La hauteur donnée de ce que les ordonnées à sous-mètres et centimètres du dessin; donc, pour les valeurs en mètres, l'ordonnée étant 20, il faut les multiplier par 100 pour leurs cubes par 8. Mais si l'on passe en centimètres, il faudrait le diviser par 1000 et par 1000, faut diviser par 4 pour avoir le même.

CALCUL DE LA STABILITÉ.

Premier plan auxiliaire OH₁, inclinaison $\theta_1 = 10^\circ = 0,1745$.

	Or- données	Or- données					
Número immer- de la gentes. section	a_1 .	b_1 .	$a_1 = b_1$.	$a_1 - b_1$.	$(a_1 + b_1)$ $(a_1 - b_1)$ $= a_1^2 - b_1^2$.	a_1^2 .	b_1^2 .
1..	3,35	3,30	6,65	+0,05	+ 0,3	38	36
2..	15,00	14,50	29,50	+0,50	+ 14,8	3375	3049
3..	17,00	16,60	33,60	+0,40	+ 13,4	4913	4574
4..	21,15	21,30	42,45	-0,15	- 4,5	9461	9664
5..	21,40	21,50	42,90	-0,10	- 4,3	9800	9938
6..	21,20	21,30	42,50	-0,10	- 4,2	9528	9664
7..	19,20	18,50	37,70	+0,70	+ 26,4	7078	6332
8..	18,25	17,10	35,35	+1,15	+ 40,6	6078	5000
9..	9,90	7,50	17,40	+2,40	+ 41,8	970	422
Sommes...	$q_1 = 288,5$		$Q_1 = \left\{ \begin{array}{l} +137,3 \\ - 13,0 \end{array} \right.$			51241	48679
						51241	
					124,3	$99920 = \Sigma(a_1^2 + b_1^2)$.	

$$e_1 = \frac{1}{2} \frac{Q_1}{q_1} = \frac{1}{2} \frac{124,3}{288,5} = 0,21.$$

$$p_1 = \frac{1}{2} e_1 \theta_1 = \frac{1}{2} 0,21 \cdot 0,1745 = 0,017.$$

Deuxième plan auxiliaire H₁H₂; inclinaison $\theta_2 = 18^\circ,5$ (immersion du pont supérieur).

$$\tau_{11} = e_1 + \frac{1}{2} e_1 \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_1} + \frac{\theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \right) = 0,21 + \frac{1}{2} 0,21 \left(\frac{8,5}{10} + \frac{10}{8,5} \right) = 0,42.$$

Numéro	a_2 .	b_2 .	$a_2 + b_2$.	$a_2 - b_2$.	$a_2^2 - b_2^2$.	a_2^2 .	b_2^2 .
1.	3,0	3,4	6,4	-0,4	- 2,6	27	39
2.	15,3	15,1	30,4	+0,2	+ 6,1	3582	3443
3.	17,2	17,2	34,4	-0,0	- 0,0	5088	5088
4.	21,2	22,1	43,3	-0,9	- 38,9	9528	10794
5.	21,4	22,5	43,9	-1,0	- 48,3	9800	11391
6.	21,3	22,2	43,5	-0,9	- 39,2	9664	10941
7.	19,4	18,5	37,9	+0,9	+ 34,1	7301	6332
8.	18,5	17,0	35,5	+1,5	+ 53,3	6332	4913
9.	10,3	7,3	17,6	+3,0	+ 52,8	1093	389
$q_2 = 292,8$		$Q_2 = \left\{ \begin{array}{l} +146,3 \\ -129,0 \end{array} \right.$		17,3	52415	53330 52415	105745 = $\Sigma(a_2^2 + b_2^2)$.

$$e_2 = \frac{1}{2} \frac{Q_2}{q_2} = \frac{1}{2} \frac{17,3}{292,8} = 0,030.$$

$$p_2 = p_1 \frac{q_1}{q_2} + \frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) \left(e_2 + e_1 \frac{q_1}{q_2} - \tau_{11} \frac{q_1}{q_2} \right) = 0,004.$$

Troisième plan auxiliaire H_2H_3 . Inclinaison $\theta_3 = 24^\circ, 5$; $\theta_3 - \theta_2 = 6^\circ = 0,1047$.

$$\begin{aligned} \tau_2 &= e_2 \left(1 + \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \right) + \frac{p_2}{\theta_3 - \theta_2} + \frac{p_1 - p_2}{\theta_2 - \theta_1} \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \\ &= 0,03 \left(1 + \frac{6}{8,5} \right) + \frac{0,004}{0,105} + \frac{+0,013}{0,147} \frac{6}{8,5} \\ &= 0,051 + 0,038 - 0,062 = +0,151. \end{aligned}$$

Nombres.	a_i	b_i	$a_i + b_i$	$a_i - b_i$	$a_i^2 - b_i^2$	a_i^3	b_i^3
1.	3,2	4,0	7,2	-0,8	- 5,8	33	64
2.	16,1	15,3	31,4	+0,8	+ 25,1	4173	3582
3.	17,1	17,3	34,4	-0,2	- 6,9	5000	5177
4.	17,1	22,2	39,3	-5,1	-200,4	5000	10941
5.	17,1	22,6	39,7	-5,5	-218,4	5000	11543
6.	17,1	22,3	39,4	-5,2	-204,9	5000	11090
7.	17,1	18,1	35,2	-1,0	- 35,2	5000	5930
8.	17,1	16,4	33,5	+0,7	+ 23,4	5000	4411
9.	10,9	6,9	17,8	+4,0	+ 71,2	1295	329
			277,9		+119,7	35501	53167
Corrections.....		13,1			+519,4		35501
					-671,6	Correct.	15720
			$q_3 = 291,0$		$Q_3 = - 32,5$		$104388 = \Sigma(a_i^3 + b_i^3)$

$$e_3 = \frac{1}{2} \frac{Q_3}{q_3} = -\frac{1}{2} \frac{32,5}{291,0} = -0,056$$

$$p_3 = p_2 \frac{q_2}{q_3} + \frac{1}{2} (\theta_3 - \theta_2) \left(e_3 + c_2 \frac{q_2}{q_3} - \tau_2 \frac{q_2}{q_3} \right) = -0,005.$$

Remarque. — Une casemate dont la longueur est 0,3 de celle du vaisseau en occupe la partie centrale. Les ordonnées a_3 sont relevées jusqu'à l'intersection du plan auxiliaire avec le pont supérieur du navire hors casemate. L'ordonnée immergente de la casemate, comptée à partir de l'intersection de notre plan avec ledit pont, est égale à 4,8, la distance de son milieu au point H_2 est égale à 20, donc le moment de la section de la casemate par le plan auxiliaire est 4,8.20.0,3L. Mais nous représentons ce moment par $\frac{1}{2} \frac{L}{9} Q_3$; donc, pour avoir Q_3 , il faut ajouter à $\Sigma(a_i^3 - b_i^3)$ la quantité 4,8.20.0,3.2.9 = 519,4.

De même, pour avoir l'aire totale de la section du vaisseau par notre plan, il faut ajouter à $\Sigma(a_3 + b_3)$ la quantité 4,8.0,3.9 = 13,1. Et pour le moment d'inertie, on doit ajouter à $\Sigma(a_3^3 + b_3^3)$ la quantité 4,8.0,3.(20)².9.3 = 15720. On établira aisément la formule générale de ces corrections.

Quatrième plan auxiliaire $H_3 H_4$. Inclinaison $\theta_4 = 31^\circ$ (Immersion du plan de la casemate).
 $(\theta_4 - \theta_3) = 6^\circ, 5 = D, 1134$.

$$\begin{aligned} r_3 &= c_3 \left(1 + \frac{\theta_4 - \theta_3}{\theta_3 - \theta_2} \right) + \frac{p_3}{\theta_4 - \theta_3} + \frac{p_2 - p_3}{\theta_3 - \theta_2} \frac{\theta_4 - \theta_3}{\theta_3 - \theta_2} \\ &= -0,056 \left(1 + \frac{6,5}{6} \right) + \frac{0,009}{0,113} + \frac{0,023 - 0,009}{0,105} \frac{6,5}{6} = 0,069 \end{aligned}$$

Numéros.	a_i .	b_i .	$a_i + b_i$.	$a_i - b_i$.	$a_i^2 - b_i^2$.	a_i^2 .	b_i^2 .
1.	3,0	4,6	7,6	-1,6	-12,1	27	97
2.	13,7	15,8	29,5	-2,1	-62,0	2571	3944
3.	13,7	17,8	31,5	-4,1	-129,1	2571	5640
4.	13,7	22,4	36,1	-8,7	-314,0	2571	11239
5.	13,7	22,8	36,5	-9,1	-332,1	2571	11852
6.	13,7	22,4	36,1	-8,7	-314,0	2571	11239
7.	13,7	17,8	31,5	-4,1	-129,1	2571	5640
8.	13,7	16,1	29,8	-2,4	-71,5	2571	4173
9.	11,1	6,9	18,0	+4,2	+75,6	1368	329
			236,6		+75,6	19392	54153
Corrections.....		24,0			+811,0		19392
					-1363,9		24113
			$Q_4 = 280,6$	$Q_4 = -477,3$			$97658 = \Sigma(a_i^2 + b_i^2)$

$$e_4 = \frac{1}{2} \frac{Q_4}{q_4} = -\frac{1}{2} \frac{477,3}{280,6} = -0,850$$

$$p_4 = p_3 \frac{q_3}{q_4} + \frac{1}{2} (\theta_4 - \theta_3) \left(e_4 + e_3 \frac{q_3}{q_4} - r_3 \frac{q_3}{q_4} \right) = -0,052.$$

Ordonnée de la casemate	= 8,9
Distance de son milieu à H_3	= 18,3
Correction pour Q_4	= 8,9.18,3.2.9.0,3 = +811.
Correction pour q_4	= 8,9 0,3.9 = +24,0
Correction pour $\Sigma(a_i^2 + b_i^2)$	= 8,9.0,3.9.3.(18,3) ² = 24113.

Nous ne continuons pas plus loin la construction des flottaisons isocarènes, car ces calculs suffisent pour l'intelligence de la méthode, et ils montrent en même temps que les plans auxiliaires peuvent bien être assurés pour les flottaisons isocarènes, car les corrections p_i qui sont toutes calculées en centimètres à l'échelle du dessin, c'est-à-dire que pour avoir leur valeur naturelle on devrait les multiplier par 50. On voit bien alors qu'ils ne surpassent pas 2^{cm} en nature, ce qui fait presque l'épaisseur des traits du dessin.

Les calculs ultérieurs se font de la manière suivante :

Calcul de ρ_i et de λ_i .

$$\rho_i = \frac{\sum (a_i^2 + b_i^2)}{2TS} ; \quad \lambda_i = \frac{q_i \eta_i^2 - Q_i \eta_i}{2TS}$$

Calcul de ρ_i				Calcul de λ_i		
I.	II.	III.	IV.	I.	II.	III.
i	$\Sigma a_i^2 + b_i^2$	$\log I.$	$\log \rho_i = \log I$	i	$q_i \eta_i^2$	$-Q_i \eta_i$
0..	95044	4,9770	0,9551	0..	0	0
1..	99920	4,9997	0,9769	1..	49	-7
2..	105745	5,0242	1,0014	2..	7	+5
3..	104388	5,0187	0,9959	3..	1	+33
4..	97658	4,9897	0,9669			0,005

Calcul des coordonnées des centres de carènes (limite supérieure).

$$y_{i+1} - y_i = \frac{1}{2} (\rho_{i+1} + \rho_i) (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i) + \lambda_i (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i)$$

$$z_{i+1} - z_i = \frac{1}{2} (\rho_{i+1} + \rho_i) (\cos \theta_i - \cos \theta_{i+1}) + \lambda_i (\cos \theta_i - \cos \theta_{i+1}).$$

I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.
i	θ_i	$\frac{1}{2}(\rho_{i+1} + \rho_i)$	$\sin \theta_i$	$\cos \theta_i$	$y_{i+1} - y_i$	$z_{i+1} - z_i$	y_i	z_i
0.	0,0	9,250	0,0000	1,0000	0,1736	0,0152	1,606	0,140
1.	10,0	9,764	0,1736	0,9848	0,1437	0,0365	1,402	0,364
2.	18,5	9,973	0,3173	0,9483	0,0974	0,0383	0,971	0,382
3.	24,5	9,591	0,4147	0,9100	0,1003	0,0528	0,961	0,506
4.	31,0	"	0,5150	0,8572	"	"	"	4,940

Calcul des bras de levier (limite supérieure).

$$r_i = y_i \cos \theta_i + z_i \sin \theta_i.$$

I.	II.	III.	IV.
i	θ_i	$y_i \cos \theta_i$	$z_i \sin \theta_i$
0..	0	0	0
1..	10,0	1,382	0,024
2..	18,5	1,853	0,159
3..	24,5	1,611	0,367
4..	31,0	1,174	0,718

Calcul de la limite inférieure des bras de levier.

Le calcul de la limite inférieure des bras de levier exige en premier lieu les sommes

$$\Sigma [y_i \cos \theta_i + z_i \sin \theta_i]$$

qui servent pour trouver les valeurs des R_i .

Calcul de R_i .

$$R_i = \frac{7}{3} \cdot \frac{\Sigma [(a_i + a_{i+1})^2 + (b_i + b_{i+1})^2]}{2TS} \quad \left(\log \frac{7}{3} \cdot \frac{1}{2TS} = \bar{3},9772 \right).$$

$i = 0.$		$i = 1.$		$i = 2.$		$i = 3.$	
$a_i + a_{i+1}$	Cubes	$a_i + a_{i+1}$	Cubes	$a_i + a_{i+1}$	Cubes	$a_i + a_{i+1}$	Cubes
$b_i + b_{i+1}$	100.	$b_i + b_{i+1}$	100.	$b_i + b_{i+1}$	100.	$b_i + b_{i+1}$	100.
6,63	2,9	6,35	2,5	6,2	2,4	6,2	2,4
29,57	258,4	30,30	278,2	31,4	309,6	29,8	264,6
33,56	377,9	34,20	400,0	34,3	403,5	30,8	292,2
41,24	701,3	42,35	759,9	38,3	561,8	30,8	292,2
42,60	773,1	42,80	784,0	38,5	570,7	30,8	292,2
42,42	763,3	42,50	767,7	38,4	566,2	30,8	292,2
37,95	546,5	38,60	575,1	36,5	486,3	30,8	292,2
35,95	464,6	38,75	581,9	35,6	451,2	30,8	292,2
18,60	64,3	20,20	84,4	21,2	95,3	20,0	92,6
6,58	2,9	6,70	3,0	7,4	4,0	8,6	6,4
29,07	245,6	29,60	259,3	30,4	280,9	31,1	300,8
33,16	364,6	33,80	386,1	34,5	410,6	35,1	432,4
41,39	714,2	43,40	817,5	44,3	869,4	44,6	887,2
42,70	778,5	44,00	851,8	45,1	917,3	45,4	935,8
42,42	763,3	43,50	823,1	44,5	881,2	45,7	954,4
37,25	516,9	35,60	451,2	36,6	490,3	35,9	462,7
34,80	421,4	34,10	396,5	33,4	372,6	32,5	343,3
16,20	42,5	14,80	32,4	14,2	28,6	13,8	26,3
$\Sigma = \text{Sommes.}$	7802,2		8252,2		7701,9		6464,1
$2 + \log \Sigma \dots$	5,8922		5,9166		5,8866		5,8105
$\log R_i \dots \dots$	1,8694		1,8938		1,8638		1,7877
$R_i \dots \dots \dots$	74,03		78,31		73,08		61,34

Calcul des coordonnées des centres de carène (limite inférieure).

$$y_{i+1} - y_i = \frac{1}{12} [(R_i - 2\rho_i) \cos \theta_{i+1} + (R_i - 2\rho_{i+1}) \cos \theta_i + l_i \cos \theta_{i+1} + m_i \cos \theta_i] \sin(\theta_{i+1} - \theta_i),$$

$$z_{i+1} - z_i = \frac{1}{12} [(R_i - 2\rho_i) \sin \theta_{i+1} + (R_i - 2\rho_{i+1}) \sin \theta_i + l_i \sin \theta_{i+1} + m_i \cos \theta_i] \sin(\theta_{i+1} - \theta_i),$$

$$l_i = 7 \frac{(q_i - q_{i+1})\tau_i^2}{2TS} - 2Q_i \tau_i,$$

$$m_i = 7 \frac{(q_i + q_{i+1})\tau_i^2}{2TS} - 2(Q_i + Q_{i+1})\tau_i.$$

Calcul de l_i .

I.	II.	III.
$l_i = (q_i - q_{i+1})\tau_i^2 - 2Q_i \tau_i$		$(I+II) \times 0,000284 = l_i$
0..... 0	0	0
1..... 0	-14	-0,004
2..... 0	+10	+0,003
3..... 0	+66	+0,019

Calcul de m_i .

I.	II.	III.
$m_i = (q_i + q_{i+1})\tau_i^2 - 2(Q_i + Q_{i+1})\tau_i$		$(I+II) \times 0,000224 = m_i$
0..... 0	0	0
1..... 101	-118	-0,005
2..... 14	+ 5	+0,005
3..... 3	- 72	-0,020

Avant de calculer $y_{i+1} - y_i$, il faut faire la remarque suivante : tant que le pont supérieur n'est pas immergé et que les formes du navire sont continues, c'est-à-dire jusqu'à $\theta_2 = 18^\circ, 5$, les valeurs de ρ_i sont les mêmes dans ces formules que dans les précédentes; mais, dès que le pont supérieur s'immerge, elles ne le sont plus. En effet, en jetant un coup d'œil sur les Tables pour l'inclinaison $\theta_3 = 24^\circ, 5$ et $\theta_4 = 31^\circ$, on voit que l'on avait ajouté à la somme des cubes des ordonnées les corrections pour la casemate.

Dans la formule pour $y_{i+1} - y_i$ que nous voulons calculer, les ρ_i remplacent le rapport de la somme des cubes des ordonnées au déplacement; donc il faut prendre

$$\rho_3 = \frac{7}{3} \frac{53167 + 35501}{2TS} = 8,414$$

et

$$\rho_4 = \frac{7}{3} \frac{54153 + 19392}{2TS} = 6,980.$$

et ensuite il faudra ajouter à $y_{i+1} - y_i$ les corrections provenant des parties immergées de la casemate.

Calcul de y_i (limite inférieure).

i.	θ_i	I.	II.	III.	IV.	V.
		R_i	$2\rho_i$	$2R_i - 2\rho_i - l_i$	$III \times \cos \theta_{i+1}$	$R_i - 2\rho_{i+1} + m_i$
0 ...	0,0	74,03	18,04	55,99	55,13	55,07
1 ...	10,0	78,31	18,96	59,35	55,29	58,24
2 ...	18,5	73,08	20,07	53,01	48,24	56,25
3 ...	24,5	61,34	16,83	44,53	37,96	47,42
4 ...	31,0	"	13,96	"	"	"
		VI.	VII.	VIII.	IX.	X.
		$y_{i+1} - y_i = VII + \text{correct.}$				y_i
		$V \times \cos \theta_i$	$IV + VI$	$1/2 VII \times \sin (\theta_{i+1} - \theta_i)$	pour casemate.	
0 ...	0,0	55,07	110,20	1,596	1,596	0
1 ...	10,0	57,35	113,64	1,396	1,396	1,596
2 ...	18,5	53,30	101,54	0,884	0,955	2,992
3 ...	24,5	43,13	81,09	0,765	0,946	3,947
4 ...	31,0	"	"	"	"	4,893

Corrections pour la casemate. Il a été déjà dit que la casemate occupe dans la partie centrale du navire, 0,3 de sa longueur totale. La partie immergée présente donc un prisme droit. La correction des $y_{i+1} - y_i$ est le rapport du moment de ce prisme au déplacement, le moment étant pris par rapport à l'axe passant par II. On a

Inclinaison $24^\circ 5'$ Aire de la section = 51 Ordonnée y de son centre de gravité = 18,5.
Moment du prisme immergé = 518,5.0,3L = 155,55L = 7,9.

Déplacement = D = 9,7.

Correction $\Delta y_i = \frac{518,5.0,3.63}{9,7} = 10,071$ $\Delta y_i = 10,071$

De même pour

Inclinaison 31° ; Aire de la section = 14,3; Ordonnée $\gamma = 16,5$,

$$z = 9,2,$$

$$\text{Correction } \Delta \gamma_4 = \frac{14,3 \cdot 16,5 \cdot 0,3 \cdot 63}{2 \text{ TS}} = 0,181, \quad \Delta z_4 = 0,101.$$

Calcul de z_i (limite inférieure).

i .	θ_i .	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.
		$(R_i - 2\rho_i + l_i) \times \sin \theta_{i+1}$.	$(R_i - 2\rho_{i+1} + m_i) \times \sin \theta_i$.	I+II.	$\frac{\text{III} \times \sin(\theta_{i+1} - \theta_i)}{12}$.	$z_{i+1} - z_i = \text{IV} + \text{correct.}$ pour casemate.	z_i .
0	0,0	9,73	0,00	9,73	0,140	0,140	0,000
1	10,0	18,82	10,11	29,93	0,356	0,356	0,140
2	18,5	21,99	17,83	39,82	0,348	0,377	0,496
3	24,5	22,93	19,66	42,59	0,402	0,503	0,873
4	31,0	"	"	"	"	"	1,376

Calcul des bras de levier de la stabilité de forme (limite inférieure).

$$r_i = \gamma_i \cos \theta_i + z_i \sin \theta_i.$$

i .	θ_i .	I.	II.	III.	IV.
		$\gamma_i \cos \theta_i$.	$z_i \sin \theta_i$.	$r_i = \text{I} + \text{II}$, en centimètres sur le dessin.	r_i , grandeur naturelle (mètres).
0	0,0	0,000	0,000	0,000	0,000
1	10,0	1,573	0,024	1,597	0,799
2	18,5	2,838	0,157	2,995	1,497
3	24,5	3,592	0,362	3,954	1,977
4	31,0	4,195	0,709	4,904	2,452

On voit, par cet exemple, combien les limites pour les bras de levier de la stabilité de forme sont resserrées; on peut donc se contenter de la limite supérieure dont le calcul est bien plus aisé que celui de la limite inférieure, mais cette dernière est plus exacte.

Quant au calcul de la stabilité de poids (le terme $-a \sin \theta$), il ne peut présenter aucun embarras une fois a connu.

Enfin, pour avoir la stabilité dynamique, on n'a qu'à intégrer graphiquement le diagramme de la stabilité statique.

Discussion du Mémoire de M. Kriloff.

M. DORÈRE dit que ce Mémoire lui paraît présenter d'utiles applications de la méthode Tchebycheff. Il fait remarquer que la question d'approximation traitée au début de ce long

travail a déjà fait l'objet de recherches en France. Il cite, en particulier, le commandant Guyou, comme ayant indiqué le nombre de décimales à prendre dans les calculs pour obtenir une approximation donnée dans les résultats. Il ajoute que la méthode Tchebycheff est encore applicable aux calculs de jaugeage, dont les formules actuellement en usage sont beaucoup plus complexes qu'il n'est nécessaire. La méthode Tchebycheff conduirait certainement à des simplifications notables.



ÉTUDES DE GÉOMÉTRIE DES CARÈNES,

PAR M. DOYÈRE,

Ingénieur de la Marine,

Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime.

I. — Remarque préliminaire.

Les théorèmes fondamentaux de la Géométrie des carènes, établis à diverses époques et par divers auteurs, sont en général démontrés dans les cours de Théorie du navire d'une façon qui, à notre avis, n'en fait pas ressortir, autant qu'il est possible de le faire, l'enchaînement mathématique.

Rappelons rapidement les plus importants de ces théorèmes. Ce sont :

1° Le théorème d'Euler : l'intersection de deux flottaisons isocarènes infiniment voisines passe par le centre de gravité de chacune d'elles;

2° Le plan tangent en un point de la surface (C) est parallèle à la flottaison correspondante;

3° Le rayon métacentrique correspondant à une flottaison et à une direction d'axe d'inclinaison données, a pour expression $R = \frac{I}{V}$ (V étant le volume de carène et I le moment d'inertie de la flottaison par rapport à l'axe d'inclinaison);

4° Le rayon de courbure de la courbe (F) a pour expression $\rho = \frac{dI}{dV}$.

Cette expression est due à M. Émile Leclert, ancien ingénieur de la Marine. ρ a reçu postérieurement de M. le capitaine de frégate Guyou le nom de *rayon métacentrique différentiel*.

5° Charles Dupin avait donné de ce rayon de courbure une autre expression :

$\rho = \frac{(i) \operatorname{tang} \mu}{S}$ dans laquelle S représente l'aire de la flottaison et $(i) \operatorname{tang} \mu$

le moment d'inertie, par rapport à l'axe d'inclinaison, de son contour chargé en chaque point d'un poids proportionnel à la tangente de l'angle μ que fait, en ce point, le plan tangent à la carène, avec la normale à la flottaison; cette expression isolée fait pressentir l'existence de relations plus intimes entre la courbe enveloppe des flottaisons et les formes de la carène sur le pourtour de celles-ci.

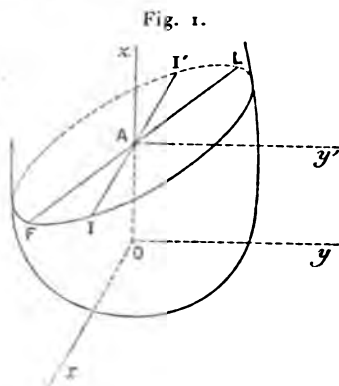
Ces propositions et quelques autres que nous rappellerons dans ce qui va

suivre, sont intimement liées entre elles. L'objet de cette étude est de faire voir comment elles découlent, d'une manière très simple, de quelques remarques fondamentales, presque évidentes, qui permettent en même temps de leur donner une large extension.

II. — Propositions fondamentales

Soit (fig. 1) une carène limitée par une flottaison FL et rapportée à trois plans de coordonnées rectangulaires, définis comme il suit :

XOZ est un plan quelconque; il coupe le plan FL suivant une droite II';



YOZ est perpendiculaire à II'; il coupe la flottaison suivant une droite FL;
XOY est parallèle à II'.

Soit α l'angle que fait la flottaison avec le plan XOY, angle égal à $\angle A\gamma'$ ($A\gamma'$ étant parallèle à OY).

Appelons du un élément infiniment petit du volume de la carène, x, y, z ses coordonnées, $F(x, y, z)$ une fonction quelconque de ces coordonnées; et considérons la valeur P de l'intégrale définie

$$P = \left[\int F(x, y, z) du \right],$$

étendue à la carène tout entière. Cherchons l'accroissement dP de cette quantité, quand on donne à la flottaison un déplacement infiniment petit. Nous n'envisagerons pas le cas général où le déplacement serait quelconque, mais seulement les deux cas particuliers suivants :

- 1° Le déplacement de la flottaison est une translation parallèle à OZ;
- 2° Le déplacement de la flottaison est une rotation d'un angle dx autour de II'.

Premier cas : La flottaison se déplace parallèlement à elle-même. — L'accroissement dP de l'intégrale est évidemment égal à la valeur de cette intégrale étendue seulement à la tranche comprise entre FL et F'L' (fig. 2). En décomposant cette tranche en petits éléments droits, ayant pour base les

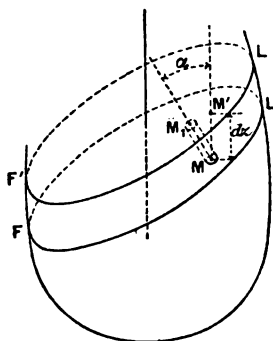
éléments $d\omega$ de la flottaison, l'un quelconque de ces cylindres élémentaires, tel que $\overline{MM_1}$, a pour volume

$$du = \overline{MM_1} \times d\omega = dz \cos \alpha \, d\omega;$$

par conséquent,

$$(1) \quad \begin{cases} dP = \left[\int F(x, y, z) \, du \right] \text{ étendu à la tranche.} \\ = dz \cos \alpha \times \left[\int F(x, y, z) \, d\omega \right] \text{ étendu à la flottaison FL.} \end{cases}$$

Fig. 2.

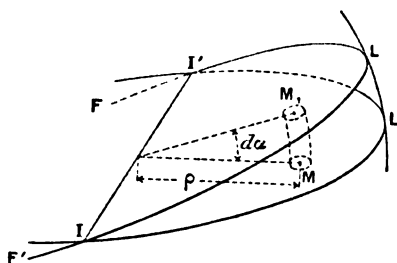


En désignant par $\mathcal{Q}$ la valeur de l'intégrale $\int F(x, y, z) \, d\omega$ pour la flottaison ⁽¹⁾, l'équation (1) s'écrit symboliquement

$$(2) \quad \frac{dP}{dz} = \mathcal{Q} \cos \alpha.$$

DEUXIÈME CAS : La flottaison tourne autour de II' . — L'accroissement dP est égal à la valeur de l'intégrale étendue aux onglets compris entre FL et $F'L'$

Fig. 3.



(fig. 3). En décomposant ceux-ci en petits éléments engendrés par la rota-

⁽¹⁾ D'une manière générale, dans ce qui va suivre, nous désignerons par des majuscules typographiques les intégrales ou fonctions quelconques relatives à la carène et par les mêmes majuscules cursives les valeurs correspondantes relatives aux flottaisons.

tion des éléments $d\omega$ de la flottaison, on a, pour l'un quelconque de ces volumes élémentaires, tels que MM_1 ,

$$du = \rho dx d\omega,$$

en désignant par ρ la distance de M à la charnière II' . Par suite,

$$(3) \quad dP = \left[\int F(x, y, z) du \right],$$

étendue aux onglets,

$$= dx \left[\int \rho F(x, y, z) d\omega \right],$$

étendue à la flottaison.

En représentant par $\mathcal{P}_\rho$ la valeur de l'intégrale qui figure dans le second membre de cette équation, on a, comme représentation symbolique de ce théorème,

$$(4) \quad \frac{dP}{dx} = \mathcal{P}_\rho.$$

Des deux propositions qui précèdent, se déduisent, ainsi qu'on va le voir, la plupart des formules et des théorèmes intéressants de la Géométrie des carènes : ce ne sont que des cas très particuliers de ces relations générales.

III. — Formules relatives aux carènes isoclines.

3. Imaginons d'abord que la fonction $F(x, y, z)$ se réduise à la constante 1, et prenons le cas d'un déplacement de la flottaison parallèlement à elle-même. On a, dans ce cas,

$$P = \int du = V = \text{volume de la carène};$$

$$\mathcal{P} = \int d\omega = S = \text{aire de la flottaison},$$

et l'équation (2) devient

$$\frac{dV}{dz} = S \cos \alpha,$$

ou, en désignant par dh le déplacement de la flottaison perpendiculairement à elle-même,

$$(5) \quad \frac{dV}{dh} = S.$$

C'est la propriété connue : *L'échelle des volumes d'une série de carènes isoclines est l'intégrale de la courbe représentative des aires des flottaisons qui les limitent.* On en déduit, par l'application des méthodes approximatives d'intégration, les formules ordinaires employées pour le calcul des volumes des carènes isoclines, droites ou inclinées.

4. Cherchons de même l'accroissement du moment de la carène par rapport

au plan XOZ, que nous supposons pris perpendiculairement aux flottaisons isoclines considérées. Nous avons alors

$$P = M_{xz} = \int y \, du.$$

Par suite, en vertu de l'équation (1),

$$\frac{dM_{xz}}{dz} = \left(\int y \, d\omega \right),$$

étendue à la flottaison.

Mais, dans ce cas particulier, $y = \rho$. Donc

$$\int y \, d\omega = \int \rho \, d\omega = \mathfrak{M}_{II'} = \text{moment de la flottaison par rapport à II'}.$$

Donc

$$\frac{dM_{xz}}{dz} = \mathfrak{M}_{II'} \quad \text{ou} \quad dM_{xz} = \mathfrak{M}_{II'} \, dz.$$

Ce qui démontre que : *La courbe représentative des moments d'une série de carènes isoclines, par rapport à un plan qui leur est perpendiculaire, est l'intégrale de la courbe des moments des flottaisons successives par rapport au même plan.*

En évaluant cette intégrale par les méthodes approximatives d'intégration, on obtient les formules ordinaires employées soit dans les calculs réglementaires de déplacement, soit dans les calculs de carènes inclinées. (Méthode Normand.)

5. De la connaissance de M_{xz} et de V on déduit la valeur de la coordonnée y_1 du centre de carène,

$$y_1 = \frac{M_{xz}}{V}.$$

Veut-on avoir l'accroissement de cette coordonnée quand on passe d'une flottaison à la flottaison parallèle infiniment voisine ? On a

$$dy_1 = d \left(\frac{M_{xz}}{V} \right) = \frac{V \, dM_{xz} - M_{xz} \, dV}{V^2}.$$

On peut supposer que le plan XOZ passe par le centre de la première carène; on a alors

$$(7) \quad dy_1 = \frac{dM_{xz}}{V} = \frac{\mathfrak{M}_{II'}}{V} \, dz.$$

6. Au lieu de prendre le moment de la carène par rapport à XOZ, prenons-le par rapport à YOZ. Il a pour valeur

$$M_{yz} = \int x \, du.$$

Donc, en vertu de l'équation (1) et en supposant, comme tout à l'heure, le

plan XOZ perpendiculaire aux flottaisons,

$$\frac{dM_{yz}}{dz} = \left(\int x d\omega \right),$$

étendue à toute la flottaison.

Mais x est la distance de l'élément $d\omega$, à la droite Ay' , intersection du plan YOZ avec FL; donc

$$\int x d\omega = \mathfrak{M}_{Ay'},$$

et, par suite,

$$(8) \quad \frac{dM_{yz}}{dz} = \mathfrak{M}_{Ay'} \quad \text{ou} \quad dM_{yz} = \mathfrak{M}_{Ay'} dz.$$

On déduit de là, comme valeur de l'accroissement dx de la coordonnée x , du centre de carène, une expression algébrique analogue à celle de dy ,

$$(9) \quad dx_1 = \frac{\mathfrak{M}_{Ay'}}{V} dz.$$

7. Les moments pris par rapport à XOY, nous donnent de même

$$dM_{xy} = \int z du,$$

$$(10) \quad \frac{dM_{xy}}{dz} = \left(\int z d\omega \right) \text{ étendue à la flottaison} = \mathfrak{M}_{xOy}.$$

Par suite, en admettant que le plan XOY passe par le centre de carène primitif,

$$(11) \quad dz_1 = \frac{\mathfrak{M}_{xOy}}{V} dz.$$

8. Appelons ξ , η et ζ les coordonnées du centre de gravité de la flottaison initiale FL, par rapport aux trois plans que nous venons de considérer et qui passent par le centre de carène primitif. On a

$$\eta = \frac{\mathfrak{M}_{H'}}{S}, \quad \xi = \frac{\mathfrak{M}_{Ay'}}{S}, \quad \zeta = \frac{\mathfrak{M}_{xOy}}{S}.$$

En combinant ces équations avec les relations (7), (9) et (11), on obtient

$$dx_1 = \eta \frac{S dz}{V} = \eta \frac{dV}{V},$$

$$dx_1 = \xi \frac{S dz}{V} = \xi \frac{dV}{V},$$

$$dz_1 = \zeta \frac{S dz}{V} = \zeta \frac{dV}{V},$$

et, par suite,

$$(12) \quad \frac{dx_1}{\eta} = \frac{dx_1}{\xi} = \frac{dz_1}{\zeta} = \frac{dV}{V},$$

relations d'où il résulte que, si l'on considère la courbe lieu des centres d'une

série de carènes isoclines, la tangente en un point de cette courbe passe par le centre de gravité de la flottaison qui limite la carène correspondante.

Il en résulte également que, si l'on appelle σ la distance du centre de carène au centre de gravité de la flottaison correspondante et ds la longueur de l'arc élémentaire de la courbe lieu des centres des carènes isoclines, on a

$$(13) \quad \frac{ds}{\sigma} = \frac{dV}{V}.$$

On déduit aisément de là un moyen graphique simple de trouver les centres d'une série de carènes isoclines dont on connaît l'échelle de déplacement. Ces résultats sont, d'ailleurs, à peu près évidents géométriquement.

IV. — Formules relatives aux isocarènes.

9. Prenons toujours

$$F(x, y, z) = 1,$$

en sorte que, comme tout à l'heure,

$$P = \int du = V = \text{volume de carène.}$$

Mais supposons que la flottaison, au lieu de se déplacer parallèlement à elle-même, tourne d'un angle $d\alpha$ autour de II' . On aura, en vertu de l'équation (3),

$$dV = d\alpha \left(\int \rho \, d\omega \right),$$

étendue à la flottaison entière.

Mais

$$\int \rho \, d\omega = \mathcal{M}_{II'} = \text{moment de la flottaison rapportée à } II',$$

d'où

$$(14) \quad dV = \mathcal{M}_{II'} \, d\alpha \quad \text{ou} \quad \frac{dV}{d\alpha} = \mathcal{M}_{II'},$$

c'est-à-dire que : *Quand la flottaison tourne d'un angle $d\alpha$ autour de II' , la dérivée par rapport à α du volume de carène est égale au moment de la flottaison par rapport à II' .*

10. Il suit de là que pour que les deux flottaisons infiniment voisines qui se coupent suivant II' soient isocarènes, il faut et il suffit qu'on ait $\mathcal{M}_{II'} = 0$, c'est-à-dire que le centre de gravité de la flottaison soit sur II' .

C'est le théorème d'Euler.

11. Veut-on évaluer le volume compris entre deux flottaisons se coupant suivant II' et faisant entre elles un angle fini α_n ? Ce volume est égal à

$$(15) \quad \int_0^{\alpha_n} dV = \int_0^{\alpha_n} \mathcal{M}_{II'} \, d\alpha.$$

En calculant cette intégrale par les procédés d'évaluation approximative de la méthode des trapèzes, on a les formules employées pour le calcul des volumes dans les méthodes des carènes inclinées qui opèrent par plans rayonnants (Reech, Daymard, etc.)

12. Cherchons l'accroissement du moment de la carène par rapport au plan XOZ. Ce moment est

$$M_{xz} = \int y \, du,$$

c'est-à-dire qu'on a ici

$$F(x, y, z) = y.$$

Donc, en vertu de l'équation (3),

$$dM_{xz} = dz \left(\int \rho y \, d\omega \right)$$

étendue à toute la flottaison.

Mais, α étant l'angle que la flottaison considérée fait avec le plan XOY, on a

$$y = \rho \cos \alpha.$$

Par suite

$$dM_{xz} = dz \cos \alpha \left(\int \rho^2 \, d\omega \right)$$

étendue à toute la flottaison. Or $\int \rho^2 \, d\omega$ est le moment d'inertie $\mathfrak{J}_{II'}$ de la flottaison par rapport à II' , d'où

$$(16) \quad dM_{xz} = \mathfrak{J}_{II'} \cos \alpha \, d\alpha.$$

13. Veut-on avoir l'accroissement de M quand on passe de la flottaison FL à une autre qui la coupe suivant II' , et qui fait avec elle un angle α_n ? On a, comme valeur de cet accroissement,

$$\int_0^{\alpha_n} dM_{xz} = \int_0^{\alpha_n} \mathfrak{J}_{II'} \cos \alpha \, d\alpha,$$

équation dont le second membre, traité par les règles d'intégration approximative, donnera les formules employées pour le calcul des moments transversaux dans la méthode de Reech pour les carènes inclinées.

14. Le moment, par rapport au plan YOZ, a , de même, pour valeur

$$M_{yz} = \int x \, du,$$

c'est-à-dire qu'ici

$$F(x, y, z) = x.$$

On a par suite, par l'équation (3),

$$dM_{yz} = dz \left(\int \rho x \, d\omega \right)$$

étendue à la flottaison. Or $\int \rho x d\omega$ est le moment produit d'inertie de la flottaison par rapport aux axes II' et Ay' . En le désignant par $\mathcal{P}_{xy}$, on a donc

$$(17) \quad dM_{yz} = d\alpha \mathcal{P}_{xy}.$$

15. Prenons enfin le moment de la carène par rapport à XOY :

$$M_{xy} = \int z du.$$

Donc

$$dM_{xy} = d\alpha \left[\int \rho z d\omega \right]$$

étendue à la flottaison.

Mais, si l'on admet qu'on a pris pour plan XOY le plan de la flottaison primitive, on a

$$z = \rho \sin \alpha.$$

Par suite

$$(18) \quad dM_{xy} = d\alpha \cdot \sin \alpha \int \rho^2 d\omega = \mathfrak{J}_{II'} \sin \alpha d\alpha.$$

Ceci est vrai à un infiniment petit du second ordre près.

16. Pour deux onglets limités par des flottaisons faisant entre elles l'angle α_n , on aura, en conséquence, comme valeur du moment, en hauteur

$$\int_0^{\alpha_n} dM_{xy} = \int_0^{\alpha_n} \mathfrak{J}_{II'} \sin \alpha d\alpha,$$

équation qui, par l'application des formules approximatives d'intégration, fournit, comme les précédentes, des formules employées dans la méthode de Reech.

17. On déduit des relations ci-dessus la valeur des variations infiniment petites des coordonnées du centre de carène quand on passe d'une flottaison à une autre flottaison infiniment voisine et isocarène de la première. Il faut tout d'abord supposer que II' passe par le centre de gravité de FL (d'après le théorème d'Euler). Cela étant, si l'on prend pour plan XOY, le plan même de la première flottaison FL, on a

$$(19) \quad \left\{ \begin{array}{ll} dy_1 = \frac{dM_{xz}}{V} = \frac{\mathfrak{J}_{II'}}{V} d\alpha, & \text{En vertu de l'équation (16), } \cos \alpha \text{ étant ici } = 1 \text{ aux infiniment petits du second ordre près.} \\ dx_1 = \frac{dM_{yz}}{V} = \frac{\mathcal{P}_{xy}}{V} d\alpha, & \text{En vertu de l'équation (17).} \\ dz_1 = \frac{dM_{xy}}{V} = 0. & \text{Ou un infiniment petit du second ordre au moins, car } \sin \alpha \text{ est infiment petit du premier ordre.} \end{array} \right.$$

18. De ce que dz_1 est infiniment petit du second ordre au moins, alors que dx_1 et dy_1 sont infiniment petits du premier ordre, et cela quelle que soit la direction de II' , il s'ensuit que le plan tangent à la surface lieu des centres

des isocarènes est, en chaque point, parallèle à la flottaison FL correspondante.

19. Il s'ensuit également que, si nous considérons la projection sur le plan ZOY de la courbe lieu des centres des isocarènes limitées par des flottaisons parallèles à Ox , l'arc infiniment petit de cette projection correspondant à l'inclinaison $d\alpha$ est égal à dy_1 , aux infiniment petits d'ordre supérieur près.

Par suite, le rayon de courbure de cette courbe (C) projetée a pour valeur

$$r = \frac{dy_1}{d\alpha}.$$

Or, en remplaçant dy_1 par sa valeur,

$$r = \frac{\mathfrak{M}}{V};$$

(20)

c'est ce qu'on appelle le rayon métacentrique correspondant à la direction d'axe d'inclinaison Π' .

On déduit de cette relation, par la considération de l'ellipse d'inertie de la flottaison, la relation connue entre les rayons métacentriques correspondant à diverses directions de l'axe d'inclinaison.

20. Cherchons de même le rayon de courbure de la courbe enveloppe des flottaisons isocarènes parallèles à Π' , projetée sur le plan YOZ.

Ces flottaisons se coupant suivant des droites qui passent par leur centre de gravité, si nous appelons η la coordonnée de ce centre de gravité par rapport au plan XOZ, nous aurons, pour expression du rayon de courbure cherché,

$$\rho = \frac{d\eta}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{\mathfrak{M}}{S} \right).$$

Mais

$$\mathfrak{M} = \frac{dM_{xz}}{dz},$$

d'où

$$\rho = \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{dM_{xz}}{S dz} \right) = \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{dM_{xz}}{dV} \right) = \frac{d}{dV} \left(\frac{dM_{xz}}{d\alpha} \right),$$

en désignant par dV l'accroissement de volume qui correspond à la translation dz . En remplaçant $\frac{dM_{xz}}{d\alpha}$ par $\mathfrak{M}$ qui lui est égal en vertu de l'équation (19), on a donc l'expression suivante du rayon métacentrique différentiel

$$\rho = \frac{d\mathfrak{M}}{dV}.$$

(21)

21. De cette équation combinée avec l'équation (20) se déduit, comme on sait, le théorème de M. Émile Leclert; il suffit, pour cela, de considérer l'égalité

$$\mathfrak{M} = V \cdot r$$

et d'en prendre la dérivée par rapport à V ; ce qui donne

$$\rho = \frac{d\lambda_{II'}}{dV} = r + V \frac{dr}{dV}.$$

RELATIONS ENTRE LES ÉLÉMENTS D'UNE FLOTTAISON ET LES FORMES DE LA CARÈNE
SUR SON POURTOUR.

22. Un théorème analogue aux propositions fondamentales démontrées au commencement de cette Note établit les relations qui existent entre les éléments d'une flottaison et les formes de la carène sur son pourtour.

Considérons, pour une flottaison quelconque, l'intégrale

$$\mathcal{Q} = \left[\int F(\rho, x) d\omega \right]$$

étendue à toute la flottaison, ρ et x étant les coordonnées de l'élément $d\omega$ pris par rapport aux axes II' et $A\gamma'$ situés dans le plan même de la flottaison.

Imaginons d'abord que la flottaison se déplace parallèlement à elle-même de FL en $F'L'$, en emportant avec elle les axes II' et $A\gamma'$. L'accroissement de $\mathcal{Q}$ correspondant à ce déplacement est évidemment égale à la valeur de l'intégrale

$$\int F(\rho, x) d\omega$$

étendue seulement à l'aire, en forme de couronne ou de lunules, comprise entre FL et la projection F_1L_1 de $F'L'$ sur FL ; cette aire étant considérée comme positive lorsqu'elle est en dehors de la flottaison FL et comme négative lorsqu'elle est en dedans. Ainsi, dans la figure ci-contre, la lunule doublement hachurée doit être considérée comme positive et la lunule qui n'a que des hachures horizontales, comme négative.

Fig. 4.

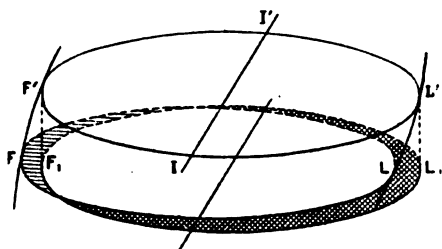
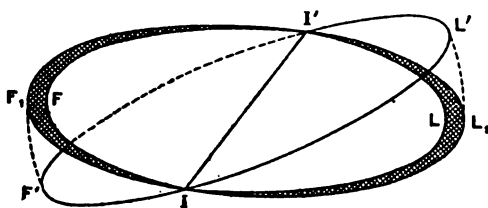


Fig. 5.



Dans le cas où la flottaison, au lieu de se déplacer parallèlement à elle-même, tourne d'un angle $d\alpha$ autour de II' , on a le même résultat en considérant les lunules comprises entre FL et le rabattement F_1L_1 de $F'L'$ sur FL . Dans la figure telle que nous l'avons faite pour ce cas, les deux lunules ont été supposées positives.

Dans l'un et l'autre cas, on a

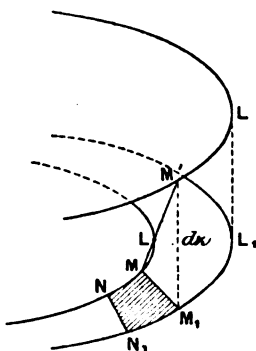
$$(24) \quad d\Phi = \left[\int F(\rho, x) d\omega \right],$$

étendue aux lunules.

23. On peut donner à ce qui précède un énoncé qui rappelle ceux de certains théorèmes de Ch. Dupin.

Imaginons que nous décomposions les lunules en éléments infiniment petits par des normales au contour de FL; soit MM_1 , NN_1 un de ces éléments,

Fig. 6.



dans le premier cas ci-dessus considéré, c'est-à-dire dans le cas d'un déplacement perpendiculaire à la flottaison FL. L'aire $d\omega$ de cet élément est, en appelant $d\sigma$ l'arc MN du contour de FL,

$$d\omega = d\sigma \times \overline{MM_1}$$

(avec le signe + ou le signe — suivant que MM_1 est en dehors ou en dedans de FL).

Mais, en désignant par μ l'angle que fait en M la muraille du navire avec la verticale, angle égal à $\widehat{MM'M_1}$, et en considérant cet angle comme positif lorsque la muraille a du devers en M et comme négatif quand elle a de la rentrée, on a

$$\overline{MM_1} = dz \tan \mu.$$

Par suite, dans ce premier cas,

$$(25) \quad d\Phi = dz \left[\int F(\rho, x) d\sigma \tan \mu \right],$$

étendue à tout le pourtour de FL, ou

$$(26) \quad \frac{d\Phi}{dz} = \left[\int F(\rho, x) d\sigma \tan \mu \right],$$

étendue à tout le pourtour de FL.

C'est-à-dire que : La dérivée en z de la fonction $\mathcal{P}$ pour la flottaison est égale à la valeur de cette même fonction appliquée au contour de FL, chargé en chaque point d'un poids proportionnel à $\tan \mu$.

Nous écrivons ceci symboliquement de la façon suivante :

$$\frac{d\mathcal{P}}{dz} = (p) \tan \mu.$$

Dans le cas où l'on considère, non plus un transport, mais une rotation de la flottaison FL, on a encore

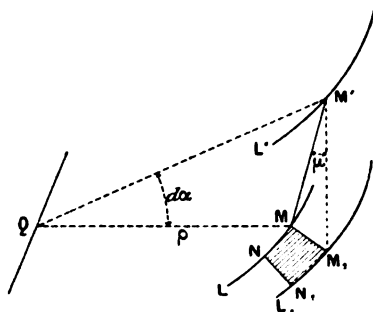
$$d\omega = d\sigma \times \overline{MM_1} = d\sigma \times \overline{M'M_1} \tan \mu.$$

Mais ici

$$M'M_1 = \rho \, dz,$$

aux infiniment petits d'ordre supérieur près.

Fig. 7.



Donc

$$(27) \quad d\mathcal{P} = dz \left[\int \rho F(\rho, x) d\sigma \tan \mu \right],$$

étendue au contour de la flottaison, équation que nous représenterons symboliquement par

$$(28) \quad \frac{d\mathcal{P}}{dz} = (p \times \rho) \tan \mu.$$

Des propositions qui précèdent peuvent se déduire les remarques suivantes :

24. Le rayon de courbure de la courbe enveloppe des flottaisons a, comme on l'a vu (n° 21), pour valeur $\rho = \frac{d\mathcal{S}_{11}}{S dz}$. Mais, d'après ce que nous venons de dire,

$$\frac{d\mathcal{S}_{11}}{dz} = (i) \tan \mu,$$

d'où

$$\rho = \frac{(i) \tan \mu}{S}.$$

C'est le théorème de Ch. Dupin, dont nous avons parlé au début de cette Note.

25. Cherchons la condition pour que le rayon métacentrique soit croissant avec α . On a (équation 20)

$$r = \frac{\partial W}{\partial V}.$$

d'où en différentiant, avec l'hypothèse $V = \text{const.}$, puisqu'il s'agit d'isocarènes,

$$dr = \frac{1}{V} d\partial W,$$

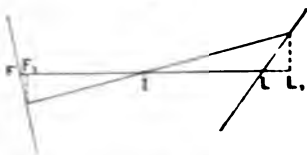
ou, d'après l'équation (24),

$$dr = \frac{1}{V} \times (\text{moment d'inertie de l'ensemble des lunules comprises entre FL et le rabattement de F'L}).$$

La condition pour que r soit croissant avec α à partir d'une flottaison FL, c'est donc que le moment d'inertie des lunules soit positif.

Ceci contient, comme cas très particulier, la démonstration d'une remarque faite par M. le capitaine de frégate Guyou pour les flotteurs cylindriques, à savoir que, pour un semblable flotteur, le rayon métacentrique est croissant quand le navire incline du côté de la muraille qui fait le plus petit angle avec

Fig. 8.



l'horizon. Il est évident qu'alors, en effet, les lunules se réduisent à deux bandes rectangulaires infiniment petites dont la longueur est parallèle à l'axe II' et qui sont situées à égale distance de part et d'autre de cet axe. La plus large de ces deux bandes et par conséquent aussi celle qui donne son signe au moment d'inertie est visiblement celle qui se trouve du côté qui fait avec la flottaison FL le plus petit angle.

Un autre énoncé de la condition nécessaire pour que r soit croissant résulte de l'équation (27). On a

$$\frac{dr}{d\alpha} = \frac{1}{V} \frac{d\partial W}{d\alpha}.$$

Or, d'après l'équation précitée,

$$\frac{d\partial W}{d\alpha} = \left(\int z^2 dz \tan \alpha \right) = \left(\int z^2 dz \tan \alpha \right),$$

étendue au contour de la flottaison.

Si l'on désigne par $(i_3) \operatorname{tang} \mu$ l'intégrale $\left(\int \rho^3 d\sigma \operatorname{tang} \mu \right)$ qu'on pourrait appeler *moment d'inertie du troisième ordre* du contour de la flottaison chargé proportionnellement à $\operatorname{tang} \mu$, on voit qu'on a

$$(30) \quad \frac{dr}{d\alpha} = \frac{1}{V} (i_3) \operatorname{tang} \mu,$$

et la condition nécessaire et suffisante pour que r croisse en même temps que α , c'est que ce moment d'inertie du troisième ordre du contour chargé à $\operatorname{tang} \mu$ soit positif.

Ceci n'est vrai qu'aux infiniment petits de second ordre près, et, par conséquent, cela ne s'applique pas lorsque $(i_3) \operatorname{tang} \mu$ est infiniment petit du second ordre ou nul, c'est-à-dire, en particulier, pour la flottaison droite dans un flotteur symétrique.

V. — Propriétés relatives aux carènes limitées par des flottaisons d'aire constante.

26. Au lieu de considérer des flottaisons isoclines ou isocarènes, étudions le cas des carènes limitées par des flottaisons d'aire constante.

Pour cela, supposons que $F(\rho, x)$ se réduise à 1, de telle sorte que l'on ait

$$F(\rho, x) d\omega = \int d\omega = S = \text{aire de la flottaison.}$$

Deux cas sont à distinguer :

1° On suppose que la flottaison se déplace parallèlement à elle-même; pour que son aire reste constante, il faut qu'on ait $\frac{dS}{dz} = 0$. Mais

$$(31) \quad \frac{dS}{dz} = \left(\int d\sigma \operatorname{tang} \mu \right),$$

étendue au contour de la flottaison $= (p) \operatorname{tang} \mu$.

L'intégrale du second membre représente le poids du contour de la flottaison chargé proportionnellement à $\operatorname{tang} \mu$. Donc, pour que dans ce déplacement isocline, l'aire de la flottaison reste constante, il faut que ce poids soit nul.

Cela revient à dire, tout simplement, que les aires des deux lunules comprises entre FL et F'L' doivent être égales et de signe contraire, ce qui est évident.

2° Supposons maintenant que la flottaison tourne d'un angle $d\alpha$ autour de II'. Pour qu'on ait $S = \text{const.}$, il faut qu'on ait

$$0 = \frac{dS}{d\alpha} = \left(\int \rho d\sigma \cdot \operatorname{tang} \mu \right),$$

étendue au contour de la flottaison.

Mais l'intégrale ci-dessus n'est autre chose que le moment statique du contour de la flottaison chargé proportionnellement à $\tan \mu$. Désignons-le par $(m) \tan \mu$. La condition pour que les deux flottaisons soient d'égale aire, c'est

$$(m) \tan \mu = 0,$$

c'est-à-dire que : *Pour que deux flottaisons infiniment voisines qui se coupent soient d'égale aire, il faut et il suffit que leur droite d'intersection passe par le centre de gravité de leur contour, chargé proportionnellement à $\tan \mu$.*

C'est un théorème similaire de celui d'Euler.

27. On déduit de là l'expression du rayon de courbure de la courbe enveloppe des flottaisons d'aire constante, parallèles à une direction II' , projetée sur un plan perpendiculaire à II' . Si l'on appelle, en effet, e la coordonnée transversale du centre de gravité du contour chargé à $\tan \mu$, on a, comme valeur du rayon de courbure cherché,

$$\rho = \frac{de}{dz} = \frac{d(m) \tan \mu}{(p) \tan \mu dz}.$$

Mais, en vertu des équations (27) et (28),

$$\frac{d(m) \tan \mu}{dz} = (m) \tan \mu; \quad \frac{d(m) \tan \mu}{dz} = (m) \tan \mu.$$

Par conséquent,

$$\frac{d^2(m) \tan \mu}{dz^2} = \frac{d(m) \tan \mu}{dz} = \frac{d(m) \tan \mu}{dz}.$$

d'où

$$\rho = \frac{d(m) \tan \mu}{(p) \tan \mu dz}.$$

Mais $(p) \tan \mu dz = \int dz dz \tan \mu = \text{aire des bandes} = dS$, accroissement de l'aire de la flottaison pour un déplacement parallèle à dz donné à celle-ci.

Donc enfin

$$(32) \quad \rho = \frac{d(m) \tan \mu}{dS}.$$

expression absolument similaire de celle qui donne le rayon de courbure de la courbe enveloppe des flottaisons rectangulaires équivalentes.

VI. — Diverses généralisations de ce qui précède. Carènes d'égale inertie d'ordre n . Carènes biarrangées.

28. Ce qui précède est susceptible de diverses généralisations.

Pour exemple, appelons *carène biarrangée* une carène par rap-

port à une droite II' située dans la flottaison qui la limite, la valeur de l'intégrale

$$I_n = \left(\int \rho^n du \right)$$

étendue à la carène entière, ρ étant la distance de l'élément du à la droite II' . (D'après cette définition, I_0 est le volume de la carène V , I_1 est son moment d'inertie usuel par rapport à II' , etc.)

Si on applique à ces moments d'inertie d'ordre n le théorème que traduisent les équations (3) et (4), on voit qu'on a, pour deux carènes infiniment voisines, qui se coupent suivant II' :

$$\frac{dI_n}{d\alpha} = J_{n+1}$$

J_{n+1} étant le moment d'inertie d'ordre $(n+1)$ de la flottaison FL par rapport à II' . De là cette extension du théorème d'Euler :

La condition pour que deux carènes limitées par des flottaisons infiniment voisines faisant entre elles l'angle $d\alpha$ aient même moment d'inertie d'ordre n , par rapport à la droite d'intersection II' de ces deux flottaisons, c'est que le moment d'inertie d'ordre $(n+1)$ de celles-ci par rapport à II' soit nul.

29. On obtient des généralisations plus intéressantes de tout ce qui précède, en considérant des carènes découpées, non plus dans un solide homogène, mais dans un solide hétérogène, c'est-à-dire dont la densité varie d'un point à un autre, suivant une loi quelconque.

Sans nouvelle démonstration, on voit aisément que les théorèmes fondamentaux traduits par les équations (1) et (3) subsistent à condition d'y remplacer : 1° dans P , l'élément du volume du par l'élément du poids δdu correspondant ; 2° dans $\mathcal{Q}$ l'élément d'aire $d\omega$ de la flottaison par l'élément du poids $\delta d\omega$ de cette flottaison, considérée comme ayant en chacun de ses points la densité qui correspond aux coordonnées de ce point.

Avec cette hypothèse, toute la suite de la Note reste applicable aux carènes hétérogènes.

1° Les formules qui donnent la variation des coordonnées du centre de gravité de la carène, soit pour un déplacement isocline, soit pour une rotation infiniment petite de la flottaison, sont toujours exactes, à condition d'y remplacer l'aire, le moment, le moment d'inertie, de la flottaison, par son poids, son moment, son moment d'inertie, en la considérant comme pesante et ayant en chacun de ses points la densité δ qui correspond aux coordonnées de ce point.

2° Le théorème d'Euler se généralise ainsi : Dans un solide hétérogène, deux flottaisons infiniment voisines limitant des carènes d'égal poids (ou isobares) se coupent suivant une droite passant par le centre de gravité de chacune d'elles, considérée comme pesante, etc. (comme ci-dessus).

3° Le rayon de courbure de la courbe lieu des centres de gravité des carènes hétérogènes d'égal poids est donné par $r = \frac{\mathfrak{J}}{P}$, P étant le poids constant de ces carènes et $\mathfrak{J}$ le moment d'inertie de la flottaison, considérée comme pesante, etc., par rapport à un axe d'inclinaison passant par son centre de gravité.

4° Le rayon de courbure de la courbe enveloppe des flottaisons limitant des carènes isobares est de même donné par $\rho = \frac{d\mathfrak{J}}{dP}$. Le théorème de M. Émile Leclert s'étend donc à ces carènes hétérogènes isobares, etc., etc.

Toutes ces propositions paraissent n'avoir d'ailleurs qu'un intérêt purement spéculatif et nous ne les indiquons que pour montrer la fécondité géométrique du mode de démonstration que nous avons exposé.

NOTE

SUR

L'UTILISATION DES CHALANDS

POUR

LA RÉPARATION DES PETITS BATEAUX

DANS LES PORTS A MARÉE,

PAR M. A. CRONEAU,
Ingénieur des Constructions navales,
Professeur à l'École d'application du Génie maritime.

Un dock se compose essentiellement d'un flotteur de dimension appropriée à l'importance du bâtiment qu'on veut réparer à sec. On coule ce flotteur de manière à pouvoir amener le navire au-dessus de lui; puis on obtient, par diverses dispositions, un mouvement ascensionnel du flotteur qui entraîne avec lui le navire accoré à son intérieur et finit par le mettre complètement à sec.

L'idée de profiter de la marée pour diminuer le travail et la dépense que nécessite cette opération n'est pas nouvelle. Tout le monde connaît l'ingénieuse disposition du dock hydrostatique d'Edwin Clarke dans lequel, par une application rationnelle de ce principe, on a réalisé un bénéfice considérable sur le travail d'émersion.

L'appareil des Victoria Docks de Londres, très convenable pour des navires de grande dimension, exige une installation compliquée et coûteuse. Notre but est de montrer qu'en utilisant convenablement le jeu de la marée, on peut mettre à sec de petits navires de manière à pouvoir les réparer, et que cette opération, faite au moyen d'un matériel qui existe même dans de très petits ports et qui sert en temps ordinaire à d'autres usages, n'exige aucune dépense, si ce n'est celle de quelques accores et de quelques ventrières, c'est-à-dire de quelques pièces de bois sans grande valeur, dont il faut également faire les frais lorsqu'on veut échouer le bâtiment dans un dock, sur un berceau de halage ou dans un bassin.

Supposons que nous ayons à visiter la carène d'un petit bâtiment d'une cinquantaine de tonnes dans un port de l'Océan, où il n'existe aucun des trois moyens de mise à sec que nous venons d'indiquer. Ce port possède au moins quelques grands chalands, en bois ou en fer, pour le transport du charbon ou d'autres matières, et ces flotteurs sont capables de porter plus de cinquante tonnes. Rien n'est plus facile que d'échouer sur une plage un de ces chalands et d'ouvrir, sur le côté et à peu de distance des fonds, deux petits trous que nous fermerons en temps ordinaire par de simples robinets. C'est une dépense d'une quinzaine de francs au plus et, comme on va le voir, c'est la seule qu'il y ait à faire.

Grâce à ces deux robinets, le chaland est prêt à jouer le rôle de dock. Disposons aux extrémités, soit sur le fond, soit sur le plat-bord, des ventrières épousant la forme de deux sections au moins du petit navire à échouer. Notre petit bâtiment d'une cinquantaine de tonneaux a environ 90^m de tirant d'eau, 1^m au plus, et le chaland, une profondeur de 1^m, 70 à 1^m, 80; en additionnant les deux hauteurs nous arriverons à 2^m, 80 au maximum. Amenons le chaland, quand la mer est encore haute, ou qu'elle commence à descendre, à un endroit de la plage où le fond soit à peu près horizontal et découvre d'une hauteur de 3^m au moins, ce qui est facile à trouver. Par la simple ouverture de nos robinets en temps utile, nous ferons couler le chaland à la place choisie, et, lorsqu'il sera échoué, nous amènerons à la marée descendante le bâtiment au-dessus de lui : dans la ligne des ventrières et des tins, pour la position à donner au bâtiment, nous nous guiderons, par exemple, sur quatre montants fixés aux angles du chaland et sur lesquels nous prendrons des points d'appui pour diriger le petit bateau et l'assujettir dans la position voulue. La mer continuant à se retirer, le navire s'assoira sur ses ventrières en s'échouant, en même temps que l'eau s'écoulera par les robinets restés ouverts. Lorsque le chaland sera vide, nous accorerons le bâtiment tout à notre aise, en prenant appui dans l'angle de la muraille et du fond du flotteur. Il suffira ensuite de fermer les robinets avant que la mer se mette à monter pour que, quand celle-ci reviendra, le chaland se trouve soulevé et flotte en emportant avec lui le petit navire dont on pourra réparer ou repeindre la coque tout à son aise, soit qu'on travaille dans le chaland lui-même, soit qu'on se place sur un ras de carénage placé à l'extérieur, si les parties à repeindre sont les extrémités avant ou arrière qui sont suspendues en porte à faux au delà des faces avant ou arrière du chaland, comme cela a d'ailleurs lieu aujourd'hui avec beaucoup de docks.

Nous ne croyons pas utile d'entrer ici dans des considérations théoriques sur la largeur à donner au chaland pour assurer sa stabilité lorsqu'il flotte avec le navire qu'il supporte. Nous n'avons pas, d'ailleurs, les éléments principaux de ces calculs : la longueur et la largeur des chalands qu'on trouve dans les différents ports sont assez variables, le déplacement et la position des centres de carène des petits bâtiments qu'on aurait avantage à faire passer

sur ces docks improvisés ne le sont pas moins. Ces calculs seraient à faire isolément dans chaque localité, pour se rendre compte si les chalands dont on dispose sont susceptibles d'être employés comme docks en toute sécurité. Nous tenons du reste pour certain que la plupart de nos chalands sont aptes dès maintenant à jouer ce rôle de docks pour des navires d'un tonnage modéré comme celui de beaucoup de torpilleurs garde-côtes. La stabilité qu'on doit demander à ces appareils est d'ailleurs relativement faible; il ne s'agit, en effet, que d'un flotteur destiné à rester en eau calme dans une rade ou à l'abri d'une digue. Nous n'avons pas besoin de faire remarquer que ces calculs très simples sont cependant indispensables pour que l'opération puisse se faire avec entière sécurité.

En ce qui concerne la manœuvre à effectuer, il ressort de ce qui précède qu'elle est des plus faciles. Nous pouvons ajouter que nous la garantissons d'après notre propre expérience, ayant eu l'occasion, pendant que nous étions en service à Lorient, d'appliquer ce système, à de nombreuses reprises, pour la mise à sec du *Port-Louis*, un très joli petit bateau à vapeur amphidrome, construit sur les plans de l'éminent Président de notre Association, M. l'Inspecteur général du Génie maritime de Bussy. Ce procédé, en usage depuis de longues années, a toujours été appliqué sans difficulté.

Application de ce système aux torpilleurs et aux petits yachts. — Le principal intérêt du système que nous proposons est de permettre de doter, presque sans aucun frais, les ports de l'Océan de nombreux docks pour la visite et la réparation des torpilleurs, et en même temps d'augmenter, sans aucune dépense pour le budget de la Marine, le nombre des docks existant dans la Méditerranée, en permettant d'y envoyer ceux qui se trouvent actuellement en service sur les côtes de l'Océan et de la Manche et qui deviendraient désormais inutiles. Étant donnée l'importance de plus en plus grande que prennent les stations de torpilleurs, ce résultat obtenu sans frais ne nous paraît pas à dédaigner.

Dans l'exposé que nous avons fait de notre système, nous n'avons considéré que le cas d'un chaland de 50 tonnes; mais, si l'on réfléchit à la grande hauteur des marées sur les côtes de l'Océan et de la Manche, à la profondeur modérée de la plupart des chalands, enfin au faible tirant d'eau ⁽¹⁾ des plus grands torpilleurs, il va de soi que nous aurions pu tout aussi bien envisager l'hypothèse d'un chaland de 80 ou 100 tonnes, suffisant pour soulever des torpilleurs type Balny pesant 66 tonnes, et même de plus grands. Ces chalands, qui sont d'un usage courant, suffiraient largement pour les besoins du service des torpilleurs disséminés le long de la côte; dans les principaux ports, on pourrait leur adjoindre des chalands capables de porter 150 tonnes, qui permettraient

(1) Abstraction faite, bien entendu, de la partie où se trouvent les hélices, partie qui est destinée à rester suspendue en porte à faux hors du chaland-dock.

la mise à sec des plus grands torpilleurs de haute mer. Dans les ports qui n'en posséderaient pas, on pourrait même éviter cette dépense, extrêmement faible relativement au prix d'un dock, de ses accessoires et de son bateau-pompe, en conjuguant ensemble deux chalands de moindre contenance au moyen d'écrous à oreilles, de traverses et de boulons. D'ailleurs, comme il s'agit d'un matériel indispensable pour le fonctionnement des ports et qui s'augmente et se renouvelle fréquemment, il serait facile, à l'avenir, de commander, dans les localités en question, des chalands un peu plus grands que les anciens, capables de satisfaire aux conditions requises.

L'emploi du système que nous préconisons aurait pour avantage d'augmenter l'autonomie des torpilleurs en les mettant à même de trouver dans les nombreux ports de refuge de l'Océan et de la Manche le moyen de sortir leur carène de l'eau, de procéder à la visite de leur coque et à des réparations urgentes. Il permettrait de doter les ports de la Méditerranée d'un nombre de docks beaucoup plus considérable qu'aujourd'hui; l'exemple du dock de Salamine remorqué de Toulon en Grèce prouve que, si le transport de semblables engins est délicat, il n'est pas impossible, en profitant d'une période de beau temps.

La mise à sec des torpilleurs est une des premières questions dont nous ayons eu à nous occuper au début de notre carrière d'ingénieur; nous avons été chargé, à ce moment, de construire et d'essayer les bers flottants dus à M. l'Ingénieur de la Marine Antoine. Nous croyons convenable de rappeler, en terminant cette Note, la solution économique et ingénieuse qu'avait proposée M. Antoine, et nous serions heureux si celle, tout à fait différente, que nous proposons aujourd'hui permettait d'augmenter, sans aucun frais et d'une manière notable, la valeur de notre matériel de réparation et l'autonomie des torpilleurs, et si elle pouvait correspondre, comme nous le pensons, à une amélioration qui eût demandé des sommes d'argent très considérables.

Nous appellerons également l'attention sur les avantages que la marine de plaisance pourrait, dans beaucoup de cas, retirer d'une telle mesure; les plus petits constructeurs trouveraient là un moyen économique et sûr pour visiter et réparer la carène de petits bâtiments qu'il est souvent dangereux de halier à terre ou d'abattre en carène à cause de leurs faibles échantillons. La marine de plaisance y aurait donc son intérêt, tout comme la marine de guerre, au grand avantage de cette dernière, qui pourrait profiter à l'occasion des chalands-docks appartenant aux chantiers du commerce.

LE

CONGRÈS INTERNATIONAL MARITIME

DE LONDRES,

PAR M. L. MULLER.

Le premier Congrès international maritime a eu lieu à Paris en 1889. Le second a été tenu à Londres au mois de juillet 1893. Il a été ouvert le 18 juillet, sous la présidence de lord Brassey, dans la salle des Ingénieurs civils. Dans son discours d'ouverture, le Président rappela qu'il était le fils d'un grand entrepreneur de travaux publics et parla des travaux de ports effectués en Angleterre et dans les colonies anglaises. Après lui, M. Mundella, le président du Board of Trade, parla du développement extraordinaire de la Marine marchande anglaise. En effet, celle-ci possédait environ 2 000 000^{tx} en 1800; elle comptait 2 500 000^{tx} en 1830; 7 149 000^{tx} (dont 1 800 000^{tx} pour les vapeurs) en 1870, et 10 250 000^{tx} en 1890, dont environ 6 000 000^{tx} pour les vapeurs et 4 250 000^{tx} pour les voiliers. Comme 1^{re} de navire à vapeur équivaut, en puissance effective, à 4^{ix} de navire à voiles, on voit que l'augmentation du tonnage anglais, depuis 1870, est équivalente à 17 250 000^{tx}, quantité plus forte que les tonnages réunis de toutes les autres marines marchandes du monde.

Il mentionna ensuite les dernières lois maritimes anglaises relatives à la sécurité de la navigation, aux chargements sur le pont, aux chargements de grain, aux engins de sauvetage et à la ligne de charge. Les navires étrangers qui prennent charge en Angleterre sont obligés de se soumettre à cette dernière loi, mais ceux qui viennent peuvent arriver surchargés, ce qui n'est pas permis aux navires anglais. Il serait donc nécessaire, d'après le Président du Board of Trade, d'avoir une convention internationale ⁽¹⁾ pour réglementer ces différentes questions maritimes.

(1) La réunion d'une Conférence maritime internationale nous paraît également nécessaire pour permettre aux principales nations maritimes d'adopter un système de jaugeage uniforme et bien défini.

Les pertes d'hommes, dans la Marine marchande anglaise, qui étaient de 1 pour 57, en 1881, de 1 pour 66 en 1883 et de 1 pour 106 en 1885, n'ont plus été que de 1 pour 115 en 1891. Ces pertes ont donc diminué de moitié en dix ans, grâce, en grande partie, à la nouvelle législation. Le nombre d'hommes perdus, en 1881, a été de 2352, tandis qu'il n'a été que de 1012 en 1892, malgré la grande augmentation du nombre des navires et par conséquent du personnel embarqué. Grâce à la loi sur l'arrimage des navires chargés de grain, les pertes qui, de 1875 à 1877, avaient été de 60 navires et de 586 hommes, n'ont plus été que de 13 navires et de 230 hommes de 1880 à 1892. Pour les navires transportant des chargements sur le pont et surtout les navires chargés de bois, on compte 135 marins perdus de 1875 à 1877 et 44 seulement de 1890 à 1892.

Après une allocution du lord-maire de Londres souhaitant la bienvenue aux délégués français et étrangers, M. Vernon-Harcourt, le vice-président et secrétaire du Congrès, s'adressa en français aux délégués étrangers pour leur expliquer les facilités dont ils disposaient pour inspecter tous les ouvrages importants du pays qui pourraient les intéresser. M. Em. Bernard, de Paris, répondit aux souhaits de bienvenue.

On décida ensuite de répartir les travaux du Congrès en quatre sections : la première devant s'occuper des ports, des brise-lames et de la protection des côtes; la deuxième, des docks et de leur outillage; la troisième, de la construction navale, des machines marines et des machines auxiliaires placées à bord des navires; la quatrième, des phares et de leur éclairage, des communications électriques de la côte avec les phares et les bateaux-feux, et des signaux de brume.

Dans la première séance de la quatrième section, qui était présidée par le vice-amiral Colomb, M. James Kenward lut un Mémoire sur les feux de position des navires et les abordages. Dans la discussion qui suivit, le commandant Leclerc, notre attaché naval à Londres, dit qu'il désirait soumettre, comme sujet d'étude aux hommes scientifiques, une question relative à la mesure de l'intensité de la brume, question qu'il avait étudiée longuement pendant les huit années qu'il avait passées en station sur le banc de Terre-Neuve. En effet, il est difficile, dans ces parages brumeux, d'estimer *a priori* à quelle distance on peut distinguer le feu d'un autre navire. Or, il a trouvé le moyen de mesurer l'intensité de la brume avec une précision presque mathématique. Ainsi, par exemple, avec un temps clair, le rayon lumineux est très étroit, tandis qu'il est très large avec de la brume. Il a déduit de ses nombreuses observations certaines règles qui lui ont permis de dresser des tables à l'usage des officiers et il n'a jamais constaté que leurs indications l'aient induit en erreur. Grâce à elles, l'officier de quart peut, par un temps brumeux, observer son feu vert et, en se reportant à ces tables, se rendre compte de la distance à laquelle il pourra apercevoir les feux des autres navires qu'il rencontrera.

Rien qu'aucune communication n'a été faite au sujet de la transmission

électrique des dépêches entre la côte, les phares et les bateaux-feux, il y eut une discussion sur ce sujet. Le commandant Leclerc appela l'attention des délégués étrangers sur le système qui a été établi entre le phare des *Needles* et la côte voisine et dans lequel on utilise la mer pour compléter le circuit électrique. Le câble métallique part de la côte et va jusqu'à une certaine distance du phare ou du bateau-feu, aboutissant à un *champignon* d'où le courant électrique se transmet à l'eau environnante. Un second *champignon*, relié par un câble métallique au bateau-feu ou au phare, recueille le courant électrique passant par le premier. La communication était si parfaite que l'on n'a pu établir des communications téléphoniques aussi bien que télégraphiques. Ce système obvie aux inconvénients résultant d'une communication directe en évitant l'usure ou la torsion du câble.

Il fut ensuite question des formes à donner aux bateaux-feux. Le commandant Cameron voudrait qu'on les construisît avec des formes tout à fait rondes. Le commandant Leclerc émit une opinion contraire parce que ces flotteurs ronds exposeraient leurs équipages à une perte certaine en cas de rupture des chaînes du corps-mort. En leur laissant les formes d'un navire, leurs équipages pourront bien souvent les conduire à bon port ou dans un endroit abrité, tandis qu'avec une forme ronde ils flotteraient à la dérive et seraient jetés à la côte par des vents du large.

Les principaux Mémoires lus dans les première et troisième sections sont les suivants :

- Construction de brise-lames*, par le baron QUINETTE DE ROCHEMONT.
- Derniers brise-lames construits et défenses marines en Italie*, par le chevalier L. LUIGGI.
- Les brise-lames et le port de Middegrunden*, par le capitaine P. HANSEN.
- Le port et le brise-lame de Copenhague*, par M. H.-V. MOLLER.
- La construction monolithique et les ouvrages sous-marins avec le ciment de Groning*, par M. W.-R. KINIPPLE.
- Le dragage de la barre de la Mersey*, par M. A.-G. Lyster, qui fit savoir, dans la discussion que l'on se disposait à augmenter la profondeur des seuils des Docks de Liverpool, pour faciliter l'entrée des grands paquebots transatlantiques et qui pense que cette profondeur sera portée à 9^m, 14 d'ici deux ou trois ans.
- Le port du Havre*, par M. H. VÉTILLARD.
- Les installations hydrauliques du port de Gênes*, par M. L. LUIGGI.
- L'exploitation des ports de commerce*, par M. E. BORGATTI.
- Le mortier pour les travaux en mer*, par M. E. FERET.
- La perception physiologique des éclats instantanés*, par M. A. BLONDELL.
- Sur certaines formules pour calculer la puissance lumineuse des phares*, par M. BOURDELLES.
- Le port de Bordeaux*, par M. CRAHAY DE FRANCHIMONT.
- L'exploitation et l'outillage des ports de commerce et notamment celui de Marseille*, par M. GUÉRARD.
- La nouvelle drague à sable Brancker, construite pour le Mersey Dock and Harbour Board*, par M. A. BLECHYNDEN.

- Des ports situés sur les côtes sablonneuses et l'entrée du Lido, du port de Venise.*
De l'éclairage des estuaires et des rivières, par M. W.-T. DOUGLAS.
Des feux de port, bouées et balises en Italie, par M. D. LO GATTO.
Des recherches sur les courants électriques continus et alternatifs pour l'éclairage des phares, par M. A. BLONDELL.
Le port de Calais, par M. A. CHARGUERAND.
Le port de Dunkerque, par M. PAUL JOLY.
L'allongement de la cale sèche de Livourne, par M. J. INGLESE.
Les docks de Londres et leur outillage (docks du côté nord de la Tamise), par MM. R. CARR et P.-E. DUCKHAM.
Les Surrey commercial Docks.
Le port et les docks de Newport.
Les travaux du port de la Guayra, par M. A.-E. CARREY.
Les ports et les systèmes de bacs en Danemark.
Le dragage des fonds rocheux dans les ports italiens, par MM. CIMINO et VERDINOIS.
Les phares turcs et égyptiens et les droits de feux dans la mer Rouge.
Comparaison de l'éclairage par le gaz ou par l'électricité dans les phares munis d'appareils optiques de grandes dimensions.
Des progrès réalisés dans la construction des phares.

Dans la troisième section, les principaux Mémoires lus ont été les suivants :

- Lignes de paquebots reliant l'Angleterre au Continent,* par M. A.-E. SEATON.
Les paquebots transatlantiques, par M. J.-H. BILES.
Les progrès de la marine à vapeur.
Le transport du pétrole en vrac, par M. FORTESCUE FLANNERY.
La construction des chaudières marines, par M. C.-E. STROMEYER.
L'usure des doubles fonds servant pour le lest d'eau.
Les relations techniques entre les armateurs et les constructeurs, par M. A. DENT, constructeur à Dumbarton.

Les progrès de la marine à vapeur.

Le discours d'ouverture de la troisième section a été prononcé par Sir Thomas Sutherland, Président de la Compagnie Péninsulaire et Orientale, et se rapporte aux immenses progrès réalisés par la marine à vapeur depuis un demi-siècle. En voici quelques extraits :

L'un des premiers paquebots de la Compagnie P. et O., l'*Iberia*, pouvait, avec peine, il y a cinquante ans environ, filer 8 nœuds en consommant une tonne de charbon par 17^{tes} de déplacement. Il y a sept ou huit ans, cette même Compagnie possédait des paquebots atteignant une vitesse de 17 nœuds avec une consommation d'une tonne de charbon par 100^{tes} de déplacement. Cet exemple prouve bien l'énorme progrès réalisé depuis quarante ans dans le perfectionnement des machines marines. Depuis vingt ans, on constate que la vitesse des paquebots transatlantiques a été augmentée de plus de 50 pour 100. En 1873, cette vitesse était de 14 nœuds, tandis qu'elle atteint aujourd'hui

22 nœuds avec les nouveaux paquebots *Campania* et *Lacania*, de la Compagnie Cunard.

Pour les voyages de l'Extrême-Orient, l'augmentation de la vitesse a été relativement, sinon absolument, aussi grande. De 11 à 12 nœuds qu'elle était, il y a vingt ans, elle est maintenant de 16 à 17, ce qui a permis de délivrer les lettres destinées aux Indes anglaises quatorze jours après leur départ de Londres et celles destinées à l'Australie au bout de trois semaines et demie. Si les paquebots de l'Extrême-Orient ne réalisent pas des vitesses aussi grandes que celles des paquebots transatlantiques, c'est principalement parce que le nombre des passagers à transporter est beaucoup moins grand. Or, pour faire naviguer des paquebots à grande vitesse, il faut beaucoup de recettes comme prix de passages, surtout aujourd'hui que le gouvernement anglais rogne de plus en plus les subventions postales.

Il y a lieu aussi de se féliciter des résultats obtenus sous le rapport de la sécurité de la navigation : il y a quinze ou seize ans, les primes d'assurances étaient de 10 et quelquefois de 12 pour 100 sur certaines lignes, tandis qu'elles sont aujourd'hui de 4 à 5 pour 100, c'est-à-dire plus de moitié moindres. En ce qui concerne les pertes d'hommes, on voit que la moyenne annuelle a été de 1747, de 1876 à 1880; de 2173, de 1881 à 1885, et de 1547, de 1886 à 1890. Or, le mouvement maritime de l'Angleterre, qui était de 17 millions et demi de tonnes à l'entrée, en 1876, a été de 26 millions et demi en 1891, ce qui correspond à une augmentation de plus de 50 pour 100 en quinze ans pour les navires venant de l'étranger. Pour ceux affectés au cabotage national, leur tonnage à l'entrée s'est élevé, pendant ces quinze années, de 24 à 29 millions de tonnes.

Malgré cette augmentation considérable, la diminution dans la mortalité des marins et des passagers a été de 12 pour 100 en comparant la période de 1886 à 1890 avec celle de 1876 à 1880. En outre, la marine marchande anglaise emploie 50 000 hommes de plus en 1891 qu'en 1877. D'autre part, si l'on considère que la marine marchande anglaise compte 3000 vapeurs de plus, en 1891 qu'en 1877, et que chacun de ces vapeurs parcourt en moyenne 33 000 milles par an, on voit que l'augmentation du nombre de milles parcourus est d'environ 100 millions par an. Si l'on en retranche la moitié pour la diminution et la perte des navires à voiles, on constate que, malgré un emploi de 50 000 hommes de plus et une augmentation de parcours de 50 millions de milles marins, la mortalité des navigateurs a diminué de 12 pour 100, ce qui est un résultat très appréciable. Parlant ensuite de l'augmentation de la portée des navires, il rappela la construction du paquebot *Malwa* (de 2957¹² bruts) lancé en 1873, pour la Compagnie P. et O. : c'était alors un très grand navire. On vient de lancer tout récemment, pour cette même Compagnie, un grand navire de charge nommé *Japan*, qui aura la même vitesse (12 à 13 nœuds); mais, tandis que la portée du premier était, proportionnellement à son tonnage brut, de 96 pour 100, celle du second sera de 134 pour 100.

Cette différence est due aussi bien à la construction des machines qu'à celle de la coque, grâce à la substitution de l'acier au fer ainsi qu'au meilleur outillage et à la supériorité du travail.

Le prix des navires a diminué de 50 pour 100 depuis vingt ans et la consommation de charbon de 30 pour 100 proportionnellement à la puissance indiquée. Pour donner une idée de l'économie qui en résulte, il cite l'exemple de la compagnie P. et O., qui, en 1871, avait une flotte de 100 000 tonneaux de vapeurs en service, et dont la consommation de charbon était de 276 000 tonnes par an. En 1892, le tonnage de la flotte était de 217 000 tonneaux, ce qui aurait nécessité 950 000 tonnes de charbon si les constructions étaient restées les mêmes. Au lieu de cela, malgré ce doublement du tonnage et la grande augmentation de la vitesse, la consommation du charbon n'a été que de 430 000 tonnes en 1892, malgré la qualité inférieure des charbons employés pendant les dernières années. En effet, si les charbons de l'Inde, de la Chine, du Japon et de l'Australie coûtent moins cher, il faut considérer qu'on en brûle 25 pour 100 de plus, en moyenne, que si c'était du charbon de Cardiff.

Ces immenses progrès réalisés ont eu pour conséquence de faire augmenter, dans de grandes proportions, le tonnage de la flotte commerciale à vapeur, augmentation qui a été, pour l'Angleterre, une source énorme de richesse et en a fait la première nation maritime du monde.

On peut dire aussi que jamais l'industrie n'avait encore donné un exemple de progrès aussi frappant et aussi considérable que celui qui s'est effectué depuis quelques années dans l'art de la construction des navires et des machines en général.

Les paquebots de l'Océan.

Le professeur J.-H. Biles, de l'Université de Glasgow, a lu à la troisième section un Mémoire sur les *Paquebots de l'Océan*, dont voici quelques extraits :

Le paquebot transocéanique, dit M. Biles, est l'une des conséquences remarquables de l'invention de la machine à vapeur. C'est aujourd'hui un navire aux très grandes dimensions, naviguant avec la plus grande vitesse portant relativement peu de marchandises et ayant presque la régularité des trains de chemins de fer. Cette régularité tend à augmenter en même temps que la puissance et les dimensions des navires, et, bien que les plus grands paquebots offrent une plus grande surface à l'action de la mer, l'augmentation de la masse se trouve être dans une plus grande proportion. En outre tous les perfectionnements dans la machinerie ayant pour but d'en diminuer le poids, ils tendent à augmenter le montant de la puissance qui peut être utilisée dans un navire de dimensions données, de sorte que nous avons non seulement l'accroissement des dimensions qui permet d'augmenter la puissance

mais aussi l'augmentation de la puissance due aux perfectionnements apportés dans la construction des machines.

Ces deux augmentations de puissance tendent, en même temps que l'accroissement naturel des dimensions, à rendre le paquebot transatlantique moderne plus apte à pouvoir donner une vitesse uniforme et, par suite, à faire des traversées régulières malgré le vent et la mer qui contrarient sa marche. Cet accroissement en puissance et en dimensions rend la construction des paquebots modernes plus difficile, surtout sous le rapport de la sécurité qui dépend principalement de la solidité, de la subdivision et de la stabilité. La solidité est une des conditions de la sécurité à laquelle les sociétés de classification apportent une grande attention depuis nombre d'années et d'où il résulte que la plupart des navires sont très solides pour le service qu'ils ont à faire.

A l'exception des très grands navires, il n'y a pratiquement pas le moindre risque d'insuffisance de solidité. Si l'on construisait un navire beaucoup plus grand que ceux d'aujourd'hui, il donnerait des signes de faiblesse pendant ses premiers voyages, mais les parties faibles pourraient être promptement renforcées. On peut dire qu'en général la solidité est l'élément de sécurité qui peut être donné avec le plus de certitude. Comme on désire obtenir des vitesses de plus en plus grandes, on est obligé de chercher à rendre moins lourde la solide structure de nos paquebots actuels, à l'aide de perfectionnements dans le matériel. L'habitude a stéréotypé notre système actuel et, quoiqu'on y apporte constamment des améliorations de détail, le temps n'est pas éloigné où l'on fera des structures différant radicalement de celles adoptées à l'époque actuelle.

La subdivision en compartiments séparés, pour augmenter la sécurité des paquebots, a été l'objet, depuis quelque temps, d'une attention plus grande qu'auparavant. Cela provient des conditions exigées par l'amirauté pour que les navires soient inscrits sur la liste de ceux susceptibles d'être réquisitionnés en cas de guerre. Le paquebot *America*, construit en 1883, est le premier sur lequel la division des cales a été telle que le navire peut flotter avec deux compartiments quelconques communiquant librement avec la mer. Plusieurs des grands paquebots construits depuis cette époque remplissent ces conditions, quelques-uns ayant même jusqu'à quatorze compartiments étanches. Le nombre des ouvertures dans les cloisons a été diminué. Sur certains navires, on a même supprimé toutes les ouvertures au-dessous de la flottaison.

Une autre garantie donnée à la sécurité a été l'adoption des hélices jumelles. On connaît l'exemple de ce grand paquebot à deux hélices, qui, ayant cassé un de ses arbres au milieu de l'Atlantique, a pu achever sa traversée avec son autre hélice, en filant seulement trois nœuds de moins et en n'arrivant qu'avec douze heures de retard. Un autre paquebot transatlantique à une seule hélice, ayant eu son arbre brisé, est resté, pendant une semaine entière, désemparé en pleine mer, jusqu'à ce qu'il ait été rencontré par un

autre vapeur qui l'a remorqué au port le plus voisin. Ce retard avait fait naître beaucoup d'inquiétude sur le sort de ce paquebot qui transportait de nombreux passagers.

On a proposé l'adoption de trois hélices pour les paquebots à très grande vitesse, mais il n'existe guère que des navires de combat pourvus de trois hélices. L'efficacité relative d'une, de deux ou de trois hélices n'a pas encore été clairement déterminée. Cependant, autant que l'on peut en juger d'après les résultats fournis par les paquebots actuels, en les comparant à ceux obtenus sur des modèles d'expériences, il paraîtrait qu'aucun des paquebots à deux hélices et à grande vitesse n'a pu atteindre une efficacité de propulsion aussi grande que les meilleurs des paquebots à une seule hélice. Il n'est pas probable, toujours d'après le professeur Biles, que l'efficacité des trois hélices soit supérieure à celle obtenue avec deux hélices.

Relations techniques qui doivent exister entre l'armateur et le constructeur.

Ce titre est celui d'un autre *Mémoire* qui a été lu à la troisième section par M. A. Denny, constructeur à Dumbarton. Je crois devoir le résumer tout entier tout en traduisant textuellement les principaux passages :

Notre opinion, aux chantiers de Dumbarton, disait M. Denny, a toujours été que les relations techniques entre les armateurs et les constructeurs devraient être aussi intimes que possible. Les renseignements fournis au constructeur par l'armateur qui désire faire construire un navire, devraient être aussi complets que possible et très précis, en spécifiant non seulement toutes les conditions exigées sous le rapport de la vitesse, de la portée, du tirant d'eau, etc., mais aussi toutes les autres raisons qui motivent ces conditions, et le constructeur devrait être invité à donner son opinion sur le type qu'il croit le mieux approprié au service auquel l'armateur veut l'affecter. D'autre part, l'armateur devrait recevoir du constructeur des informations complètes sur les qualités techniques du navire au moment de sa livraison.

C'est ce que font les chantiers de Dumbarton. Il en résulterait non seulement des relations plus agréables, mais aussi des améliorations importantes dans le type du navire, et surtout une économie profitable à l'armateur comme au constructeur. M. Denny avoue avec regret qu'il a souvent constaté chez certains armateurs une grande ignorance des lois qui régissent les corps flottants. On lui a demandé parfois de construire, pour des rivières peu profondes, des navires de dimensions telles que, même en leur donnant la forme de caisses rectangulaires, ils n'auraient pas pu porter le poids demandé, lors même que la coque et la machine n'auraient rien pesé. Les armateurs des navires de rivière ne se rendent généralement pas assez bien compte de l'influence du tirant d'eau sur la vitesse. L'un d'eux lui demanda, en 1892, de construire, pour la navigation de la Clyde, un vapeur à roues ne devant pas caler plus de quatre pieds et demi (1^m,37). Après avoir étudié l'affaire, il

trouva que, pour faire porter à ce navire le poids demandé, il fallait lui donner des formes trop pleines. Il consulta alors l'armateur pour lui demander à augmenter le tirant d'eau de 0^m,15, mais celui-ci refusa en disant que, si l'on augmentait le tirant d'eau, on allait diminuer la vitesse. N'ayant pas pu le convaincre de son erreur, M. A. Denny refusa de se charger de la construction de ce navire.

Dans la plupart des cas, plus le tirant d'eau est grand, plus la vitesse est grande. Un autre élément important pour la vitesse et la portée, c'est la longueur. Sous ce rapport, il a eu souvent beaucoup de peine à obtenir de l'armateur qu'il consentit à une petite augmentation de la longueur. Il cita comme exemple une compagnie à laquelle ses chantiers ont livré un bon nombre de navires. Il y a vingt ans, les capitaines de cette compagnie déclaraient qu'il était impossible, pour pouvoir entrer dans certains ports, d'avoir des navires de plus de 86^m de longueur et, pendant longtemps, la compagnie se crut obligée de ne pas aller au delà. Or, les ports desservis n'ont pas changé depuis cette époque et cependant le dernier paquebot construit, pour ces mêmes services, mesure 125^m de longueur, ce qui ne l'empêche pas d'y entrer et d'en sortir facilement. Cela prouve donc que l'opinion des capitaines a besoin d'être contrôlée dans certains cas. Pour la largeur, on a une tendance aujourd'hui à s'écarter de la règle qui a prévalu pendant un certain temps, à savoir de donner une largeur égale au $\frac{1}{10}$ de la longueur et l'on a raison de donner une largeur plus grande selon le mode de transport ou les voyages auxquels le navire doit être affecté.

C'est, d'après M. A. Denny, sur la question de la stabilité, que l'on trouve les idées les plus erronées chez les armateurs et les capitaines. Il rappelle, à ce propos, la communication qu'il a faite, en 1887, à l'*Institution des Naval Architects*, sur une méthode très simple permettant aux armateurs et aux capitaines d'avoir une juste appréciation de la stabilité de leurs navires, avec des conditions de chargement différentes. La forme en elle-même a évidemment un certain rapport avec la tendance du navire à rouler plus ou moins, mais le principal moyen de diminuer l'amplitude du roulis consiste à arrimer le chargement de façon que l'on ait une hauteur métacentrique modérée. Pour éviter le roulis, les poids lourds doivent être placés en abord, c'est-à-dire aussi écartés que possible du centre du navire, et la hauteur métacentrique doit être maintenue aussi peu élevée que possible, mais en conservant un rapport convenable avec la stabilité initiale.

Dans son Mémoire de 1887, M. A. Denny a donné la description d'un instrument très simple, au moyen duquel, avec un petit calcul, ou même sans calcul, le capitaine pouvait, en une demi-heure, se rendre compte, avant de prendre la mer, de la stabilité de son navire et voir s'il n'aurait pas des mouvements de rappel très violents. Il est persuadé que, si un capitaine se livre à cette expérience sur son navire, dans des conditions connues de chargement et pendant plusieurs voyages consécutifs, il arrivera à se rendre si bien

compte des conditions de stabilité de son navire qu'il pourra ensuite le charger, sans avoir besoin de faire de nouvelles expériences, de façon à le rendre parfaitement navigable. Mais ceci exige un certain travail de la part du constructeur pour préparer les diagrammes et le pendule nécessaires dans le genre de ceux fournis aux armateurs pour tous les navires sortis des chantiers Denny, à Dumbarton, depuis 1887.

L'auteur du Mémoire constate avec regret que peu de capitaines en font usage, mais ceux qui s'en sont servis ont obtenu d'excellents résultats. Il signale ensuite le cas d'un navire qui avait négligé de se servir du pendule en question. Ce navire faisait le cabotage, ne portait pas beaucoup de chargement et avait un compartiment à lest d'eau que son capitaine estimait devoir conserver plein. Or, ce navire, étant mouillé sur une rade ouverte, avait des coups de roulis si violents que tout se brisait sur le pont et qu'il en résultait de sérieuses avaries. L'armateur lui en ayant fait la remarque, il examina la position des poids à bord et constata que la hauteur métacentrique était six fois plus élevée qu'elle ne devait l'être et qu'au lieu de conserver plein le compartiment à lest d'eau, il fallait le vider complètement. Or, si ce capitaine avait pris le soin de faire une simple expérience de stabilité, il aurait évité de grandes dépenses à son armateur.

Il y a une autre qualité importante au sujet de laquelle les connaissances du constructeur pourraient être d'une grande utilité pour l'armateur; c'est la relation qui existe entre la vitesse et la portée. On a une tendance, depuis quelques années, à construire des navires à formes très pleines et avec des machines de faible puissance. Or, si, par temps calme, ces navires transportent de grands poids avec économie, il n'en est plus de même avec la moindre mer debout et les armateurs ont été beaucoup trop loin dans cette voie. Avec des navires à formes pleines, d'un coefficient de 0,82 comparé avec 0,74 qui était le coefficient des cargo-boats d'il y a dix ans, on a diminué les vitesses moyennes de plus d'un nœud.

L'augmentation du coefficient de 0,74 à 0,77 ou 0,78 n'est pas trop désavantageuse, mais quand on passe à 0,82 on obtient un navire moins cher au taux de tant par tonne de portée, mais on a un navire sans formes. Avec grosse mer de l'avant, ces navires à faibles machines n'avancent presque pas et cependant ils brûlent autant de charbon qu'un navire à formes moins pleines et qui, dans cette circonstance, marcherait beaucoup mieux. On perd donc promptement ce que l'on a pu gagner comme augmentation de portée.

La salissure de carène est aussi une grande cause de diminution de vitesse pour ces navires qui offrent une surface de frottement plus considérable. Du reste, les armateurs ont dû comprendre qu'ils avaient été trop loin, car une réaction s'opère en faveur des navires à formes moins pleines. Cette question de la plus ou moins grande finesse de formes à donner ne peut être déterminée que par expérience et elle est d'autant plus compliquée que la vitesse sera plus réduite sur un petit que sur un grand navire à formes pleines et

pourvu d'une faible machine. Pour arriver à des conclusions sérieuses, il est nécessaire d'analyser avec soin les renseignements fournis par les journaux de bord et que ceux-ci soient tenus avec soin, ce qui n'est pas toujours le cas en Angleterre. Pour la consommation de charbon surtout, l'armateur est souvent mal renseigné.

Un autre point important à considérer, c'est la question de la vitesse aux essais et de la vitesse en service à la mer et la proportion des dimensions des machines à celles des chaudières. Beaucoup de navires sont pourvus de machines peu avantageuses pour les armateurs parce que ceux-ci exigent de grandes vitesses aux essais, vitesses bien supérieures à celles que doit réaliser le navire en service.

L'expérience de l'auteur lui a prouvé que l'on ne peut faire produire aux chaudières, en cours de voyage, que les deux tiers de ce qu'elles ont pu donner aux essais. Ainsi par exemple, pour un jeu de chaudières ayant pu, dans de bonnes conditions, développer 3000^{chx} aux essais, l'armateur ne devra pas compter sur un développement moyen de plus de 2000^{chx} en cours de voyage. On obtient quelquefois plus, dans des conditions spéciales et dans les climats tempérés, mais c'est le maximum pour la navigation dans les pays chauds. Il est donc inutile de faire des machines trop grandes relativement à la puissance que développent les chaudières en cours de voyage.

Si l'armateur désire une vitesse d'essai qui puisse lui prouver, non seulement la puissance des machines, mais aussi celle des chaudières et, si le nombre des chaudières est suffisant pour que l'on puisse en isoler une partie, il sera bon de faire l'essai avec les deux tiers des chaudières allumées, c'est-à-dire que, s'il y a trois chaudières, l'essai ne devra être fait qu'avec deux et sans allumer les feux de la troisième. Il est arrivé que, même avec une machine compound, lorsqu'elle fonctionne avec faible puissance, son efficacité est sensiblement réduite. Pour une machine à triple expansion, cet inconvénient est encore plus sensible, car, plus il y a d'expansion, plus la proportion d'inefficacité est grande.

M. A. Denny, traitant ensuite la question de la vitesse aux essais et la proportion de la dimension des machines à celles des chaudières, fit savoir qu'on lui avait proposé récemment un problème dans lequel il s'agissait de faire réaliser à un navire une vitesse de 19 nœuds aux essais, alors que la vitesse en service ne devait être que de 12 nœuds, c'est-à-dire que la proportion de la puissance à grande et à petite vitesse était dans le rapport de 5 à 1. Or, l'expérience a prouvé aux armateurs combien cette méthode était désavantageuse pour eux.

On a préconisé beaucoup de dispositions pour augmenter l'efficacité des machines fonctionnant à faible puissance, mais M. Denny croit que le meilleur système consiste à disposer les cylindres de façon que la machine fonctionne à triple expansion pour les grandes puissances et à quadruple expansion pour les faibles puissances. Ce cas se présente souvent pour les navires

de guerre. Un autre constructeur anglais, M. Inglis, a prouvé que les résultats obtenus en transformant une machine à triple expansion en machine compound, pour arriver au même but, laissait beaucoup à désirer.

L'auteur du Mémoire appela aussi l'attention de ses auditeurs sur un point qu'il considère comme très important, c'est-à-dire sur la *classification des navires*. Il a été souvent interrogé par des armateurs qui désiraient savoir s'ils devaient faire classer leurs navires à tel ou tel Register de classification ou bien s'ils pouvaient s'en dispenser. M. Denny reconnaît que le plus grand nombre des navires construits dans ses chantiers n'ont pas été surveillés par des Sociétés de classification et que certaines grandes Compagnies ne font pas classer leurs paquebots. Les petits armateurs, au contraire, trouvent qu'ils ont avantage à le faire. Son opinion est que tous les navires doivent être classés, maintenant que la ligne de charge est rendue obligatoire, parce que la détermination de cette ligne oblige moralement l'armateur à faire classer son navire. Actuellement, les quatre autorités qui sont autorisées à procéder à la détermination de la ligne de charge sont : le Bureau Veritas, le Lloyd's Register, la British Corporation et le Board of Trade.

Elles déterminent les francs-bords des navires classés ou non classés, mais l'effet des règles et tables de franc-bord est qu'aussitôt la ligne de charge déterminée par l'une de ces quatre autorités, le navire est virtuellement classé par elle, car il est obligé, à certains intervalles, d'être inspecté pour voir s'il n'a pas été endommagé depuis l'époque où sa ligne de charge a été fixée. C'est pourquoi l'on peut dire que tous les navires anglais devront être classés à l'avenir. Il reste à l'armateur le soin de choisir celle de ces quatre autorités qui lui convient le mieux, et sous ce rapport M. Denny estime que les armateurs doivent encourager les différentes Sociétés de classification pour éviter de créer un monopole dangereux en faveur de l'une d'elles.

Il se prononça ensuite pour la réorganisation du Board of Trade afin de le mettre plus en harmonie avec les exigences du commerce maritime actuel.

Il serait à désirer que les constructeurs pussent consulter souvent les journaux de bord des navires qu'ils ont construits afin de se rendre compte de leurs qualités ou de leurs défauts, mais il est indispensable que ces journaux de bord soient tenus de façon que les constructeurs y trouvent les renseignements qui peuvent leur être utiles, surtout pour le rendement des machines, la vitesse moyenne et la consommation du charbon.

Dans la discussion qui suivit à ce titre le cet intéressant Mémoire, M. Dymond, ingénieur en chef de la Compagnie de Générale Transatlantique, prit la parole pour appuyer et compléter l'opinion émise par M. Denny au commencement de son Mémoire. M. Dymond est le fruit d'une collaboration complète de l'expert et du constructeur d'un navire, l'armateur, le capitaine et l'ingénieur, sur les problèmes transatlantiques, avec le chef mécanicien. La manœuvre du navire, ses qualités et sa conduite en cours de voyage, les détails de son service, sont ainsi en rapport entre le constructeur,

l'armateur, le capitaine et le chef mécanicien. Il y a vingt ans, lorsqu'il entra au service de la Compagnie Transatlantique, il s'efforça d'initier les officiers aux dimensions, aux divers appareils et aux règlements concernant leur navire, et l'expérience a prouvé que ces connaissances étaient particulièrement utiles lorsqu'un capitaine venait à être remplacé subitement par un autre officier.

Dans la discussion qui suivit la lecture du Mémoire de M. Seaton sur les lignes de paquebots reliant l'Angleterre au continent, M. Daymard appela, avec beaucoup d'à-propos, l'attention du Congrès sur les beaux résultats obtenus par le paquebot français à deux hélices, la *Seine*, qui fait le service de Dieppe à Newhaven et dont M. Seaton avait oublié de parler.

Ce navire a été construit au Havre par la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, qui a livré depuis un paquebot semblable, la *Tamise*, appartenant également à la Compagnie des Chemins de fer de l'Ouest.

La *Seine* est un paquebot de 918^{tx} de jauge brute et de 4000^{chx} qui fait, dans les bonnes circonstances, le trajet de Dieppe à Newhaven en trois heures et quart, c'est-à-dire à la vitesse de 20 nœuds. La *Tamise* a donné des résultats encore supérieurs à ceux de la *Seine*, car elle a pu effectuer ses deux premiers voyages avec une vitesse moyenne de 21 nœuds et demi, ce qui en fait le plus rapide des paquebots français.

Il était bon de rappeler à nos voisins d'Outre-Manche qu'ils n'ont pas le monopole de la construction des paquebots rapides, d'autant plus qu'aucun des paquebots anglais affectés aux services reliant l'Angleterre au continent ne réalise une vitesse égale à celle de nos paquebots *Seine* et *Tamise*.

A ce propos, nous ferons remarquer, en terminant, que c'est à notre Compagnie des Messageries maritimes que revient l'honneur d'effectuer le service postal le plus rapide entre l'Europe et l'Australie. En effet, d'après le dernier rapport du directeur général des postes de la province de Victoria, la durée moyenne du transport des malles anglaises effectué par les paquebots des quatre grandes Compagnies postales, qui desservent le port de Melbourne, a été la suivante :

	De Londres à Melbourne.	De Melbourne à Londres.
	j ^h m	j ^h m
Messageries maritimes.....	30. 17. 41	31. 0. 0
Péninsulaire et Orientale.....	33. 8. 39	32. 4. 2
Orient S. S. Co.....	32. 9. 11	32. 8. 58
Norddeutscher Lloyd, de Brême.....	35. 0. 0	36. 0. 0

Nous espérons que la Compagnie des Messageries maritimes continuera à rester au premier rang, malgré la prochaine entrée en ligne du paquebot *Caledonia*, de 7500^{tx} et de 11 000^{chx}, que la Compagnie péninsulaire et orientale fait construire actuellement à Greenock dans le but de surpasser en vitesse les paquebots des Compagnies rivales.

Discussion du Mémoire de M. Muller.

M. DAYMARD remercie M. Muller d'avoir appelé l'attention de l'Association sur les intéressants travaux du Congrès de Londres. Il tient à insister particulièrement sur l'importante question du tirant d'eau des ports de commerce, qui a fait l'objet d'un vœu au Congrès international, et il ne doute pas qu'il en soit de même de la part de l'Association technique maritime. Après la lecture du Mémoire de M. Biles, les Anglais ont reconnu que l'insuffisance de tirant d'eau dans les ports était un sérieux obstacle au progrès de la navigation, puisque la longueur des navires, qui est proportionnelle, *grosso modo*, au tirant d'eau, se trouve limitée, par le fait même. Ainsi, l'on n'a pas pu donner à la *Campania* le tirant d'eau qu'elle devrait avoir. Comme l'avait déjà fait remarquer M. Daymard au Congrès international, nous avons en France, bien plus encore qu'en Angleterre, à nous plaindre de l'état de choses actuel. Aucun des grands *liners* anglais ne pourrait entrer au Havre. Les Compagnies françaises font les plus grands efforts pour soutenir la concurrence; mais une condition essentielle du succès consiste dans l'approfondissement des ports, qui pourra seul leur permettre d'augmenter les vitesses actuelles. En ce qui concerne le Havre, des projets ont été étudiés et sont depuis nombre d'années entre les mains des pouvoirs publics. Il est à désirer qu'ils aboutissent au plus tôt. Le *desideratum*, au Havre, est que l'on puisse disposer d'un tirant d'eau de 8^m, 50 au moins pendant plusieurs heures de marée.

L'Association technique maritime s'associe au vœu de M. Daymard à l'unanimité des membres présents.



DE

L'EMPLOI DE L'ALUMINIUM DANS LES CONSTRUCTIONS NAVALES,

PAR M. V. GUILLOUX,

Ingénieur de la Marine.

Dès l'apparition de l'aluminium dans l'industrie, sa légèreté et son apparente inaltérabilité frappèrent les métallurgistes et les ingénieurs. L'emploi du nouveau métal dans la construction navale fut indiqué comme débouché futur et certain. Un certain nombre d'études ont même été faites dans le but de déterminer en quoi la substitution de l'aluminium au fer et à l'acier influerait sur les types de navire, sur la vitesse, sur la taille et sur le prix de revient. Je citerai la plus complète de toutes, celle que M. Hauser, Ingénieur de la Marine, a publiée dans le premier Bulletin de l'*Association technique maritime*, en 1890.

Mais, à cette époque, on connaissait assez peu les propriétés de l'aluminium intéressant la construction navale : aucun essai de fabrication des matériaux propres à la construction métallique n'avait été fait. De plus, le prix élevé de l'aluminium à cette époque, 20^{fr} le kilogramme, et sa rareté interdisaient toute expérience de quelque importance. Depuis, les procédés de fabrication de l'aluminium se sont considérablement perfectionnés et son prix a diminué notablement.

Enfin, quelques expériences de construction en aluminium ont été réalisées. De riches particuliers, curieux de nouveauté et de progrès, ont consacré des sommes considérables à la construction de bateaux en aluminium. Le gouvernement français, désireux d'étudier tout ce qui peut contribuer au progrès de notre Marine, vient d'ordonner la construction, dans un de nos arsenaux, d'une petite embarcation en aluminium et de commander en Angleterre un canot torpilleur en aluminium. Enfin, l'Administration des Colonies a fait construire des chalands démontables en aluminium pour les missions d'exploration en Afrique.

La construction en aluminium entre donc dans une phase de réalisation pratique. Ayant contribué à une de ces expériences de construction, je crois

utile de décrire, autant que mes propres observations me l'ont appris, les propriétés de l'aluminium intéressant la construction navale, d'étudier de quelle façon ces propriétés permettent de l'utiliser et quels avantages peuvent en résulter.

Propriétés de l'aluminium. — L'aluminium pur est un métal blanc, un peu mat, susceptible d'un beau poli. Fondu, sa densité est de 2,56. Cette densité augmente un peu par forgeage ou laminage et atteint alors jusqu'à 2,7, c'est-à-dire 34 pour 100 de celle du fer ou de l'acier.

L'aluminium fond à une température comprise entre 600° et 700°, tandis que l'acier fond entre 1300° et 1400° et le cuivre à 1050°. Sa chaleur spécifique et sa chaleur latente de fusion sont très considérables. Sa conductibilité à la chaleur est de 34 à 0° et de 36 à 100°. Elle est double de celle du fer et environ moitié de celle du cuivre. L'aluminium possède un coefficient de dilatation plus que double de ceux du fer et de l'acier. Lors de sa solidification après fusion, le retrait est de 1,8 pour 100.

A l'air sec ou humide et à la température ordinaire, l'aluminium est plus inaltérable que tous les autres métaux, sauf l'or et le platine. Fondu à l'air libre, il se recouvre d'oxyde qui protège le métal intérieur. Ce n'est qu'au rouge que l'oxydation est sensible. Au rouge vif, il agit comme un réducteur très énergique. A ce titre, il est employé dans la métallurgie pour la purification des autres métaux.

L'eau pure n'attaque pas l'aluminium, la vapeur d'eau ne commence à l'attaquer qu'au rouge. L'eau de mer ne l'attaque pas à la température ordinaire. La présence d'autres métaux, fer, zinc, plomb, ne détermine, dans ces conditions, qu'une attaque presque insensible.

L'aluminium est très facilement attaqué par l'acide chlorhydrique et par les alcalis caustiques. L'acide azotique, l'acide sulfurique et les acides organiques ne l'attaquent que faiblement.

Propriétés mécaniques de l'aluminium pur. — L'aluminium pur est un métal extrêmement mou, dénué d'élasticité. Fondu, il possède une structure cristalline. Sa résistance à la rupture varie de 10^{kg} à 14^{kg} par millimètre carré, avec un allongement correspondant de 15 à 17 pour 100.

Par forgeage ou laminage à froid, le métal s'écroute, sa résistance à la rupture augmente jusqu'à 18^{kg} ou 19^{kg}, l'allongement diminue d'une façon très considérable, jusqu'à 3 pour 100 et même 1 pour 100. Lorsqu'il est écroui, la cassure devient fibreuse, soyeuse même ou à grain très fin.

L'écrouissage disparaît par recuit. Il disparaît complètement à 300°. Lorsque le métal n'est que partiellement écroui, l'écrouissage disparaît à une température beaucoup plus basse. Il est possible d'obtenir tous les états intermédiaires entre le métal recuit et le métal écroui.

Comme tous les métaux mous, l'aluminium se chaudière et s'étampe fa-

clement. Il se forge à froid ou à chaud, s'étire en fils et en tubes. On le coule assez aisément, mais, pour que les pièces présentent une résistance appréciable, il est nécessaire qu'elles soient coulées en coquille, les pièces coulées en sable étant toujours plus ou moins spongieuses.

L'aluminium se soude mal par suite de la présence sur la surface du métal, même à l'état ordinaire, d'une couche infiniment faible d'alumine irréductible. La grande conductibilité électrique du métal empêche la soudure électrique. Un inventeur, M. Stanischich, prétend néanmoins souder parfaitement l'aluminium avec une soudure de sa composition et en employant comme fondant le métaphosphate de soude.

Soit à l'état recuit, soit à l'état écroui, l'aluminium pur ne possède pas une élasticité suffisante pour rendre possible son emploi dans les constructions métalliques destinées à supporter des efforts de quelque importance. Son élasticité de flexion et de torsion est trop faible. Il prend trop facilement des déformations permanentes.

Alliages d'aluminium. — Le manque de résistance de l'aluminium pur a depuis longtemps conduit à chercher des alliages possédant les qualités mécaniques qui manquent au métal pur. Ces alliages sont de deux sortes : ceux dans lesquels la proportion de matières étrangères est assez faible pour ne pas accroître d'une façon appréciable la densité du métal et ceux, au contraire, dans lesquels l'aluminium n'entre que dans une faible proportion et dont la densité ne diffère pas sensiblement de celle des autres métaux employés dans l'industrie.

La première série comprend les alliages au silicium, à l'argent, au titane, au nickel et au cuivre. Tous ces corps en quantité plus ou moins grande communiquent de la dureté et de l'élasticité au métal.

Le silicium en quantité appréciable le rend aigre, cassant et d'un emploi pratique presque impossible. Il est d'ailleurs assez difficile de déterminer exactement l'action du silicium, car presque tout l'aluminium vendu dans le commerce contient de petites quantités de silicium et de fer.

L'argent donne un alliage supérieur comme élasticité à l'aluminium, mais dont le prix en limite l'emploi à l'orfèvrerie.

Le titane et le nickel l'améliorent également dans une certaine proportion. Mais les seuls alliages à faible densité fabriqués industriellement aujourd'hui et suffisamment connus sont les alliages à faible quantité de cuivre. La teneur en cuivre varie de 0 à 6 pour 100. A mesure qu'elle croît, la dureté et l'élasticité du métal augmentent, mais son inaltérabilité aux agents atmosphériques et sa résistance à l'action de l'eau de mer et même de l'eau douce et des acides diminue.

La conductibilité calorifique augmente. Il devient de plus en plus cassant surtout à l'état écroui et plus difficile à travailler. La température du recuit

s'élève. Enfin la densité croît avec la quantité de cuivre, celle de l'alliage à 6 pour 100 est de 2,9.

Voici quelques résultats d'essais à la traction, faits sur des barrettes d'alliages à différentes teneurs.

Alliage à 3 pour 100 de cuivre. A l'état recuit, la résistance à la rupture est de 18^{kg} par millimètre carré et l'allongement de 16 pour 100. A l'état écroui, la résistance est de 22^{kg} tandis que l'allongement descend à 3,7 pour 100.

Ces chiffres doivent être pris surtout comme des moyennes d'expériences propres à servir de termes de comparaison avec celles faites sur d'autres métaux. Ils sont la moyenne de résultats obtenus sur des barrettes de formes différentes, rondes et plates, et dont la composition chimique n'était peut-être pas très comparable par suite des impuretés.

L'alliage à 3 pour 100 possède une élasticité appréciable surtout lorsqu'il est écroui.

C'est l'alliage d'aluminium à 3 pour 100 de cuivre qui fut employé pour les deux premiers bateaux en aluminium, le *Zéphyr* et le *Mignon*, construits à Zurich par la maison Escher Wyss, sous la direction de M. l'Ingénieur Reitz.

L'alliage à 3 pour 100 de cuivre résiste très bien aux agents atmosphériques. L'eau douce ne l'attaque pas. Après plusieurs mois de séjour dans la Limmat, les carènes non recouvertes de peinture du *Zéphyr* et du *Mignon* ne présentaient aucune trace d'oxydation.

Il doit cependant se produire une certaine usure, le frottement de l'eau tendant à détacher la couche infiniment mince d'alumine qui se forme à la surface de l'aluminium sous l'action de l'air et de l'eau.

Au contact de l'eau de mer l'alliage à 3 pour 100 de cuivre s'attaque sensiblement : il serait impossible de laisser sans protection la surface de la carène d'un bateau destiné à naviguer sur mer.

L'alliage à 6 pour 100 de cuivre possède des propriétés mécaniques supérieures à celles de l'alliage à 3 pour 100. Des essais faits sur des barrettes découpées dans des tôles de 3^{mm} d'épaisseur ont donné les résultats suivants :

	Résistance.	Allongement.
	kg	pour 100
Métal recuit après laminage.....	18	16
" " ".....	17,1	17,50
" " ".....	19	15
Métal tel qu'il sort du laminoir.....	25	4,67
" " ".....	24,6	4,1
" " ".....	26,7	4,3
Métal chaudronné à froid après laminage....	27,5	4
" " ".....	25,5	5

La façon dont le laminage est effectué influe sur les chiffres précédents; des barrettes prises dans des tôles après laminage sans recuit ont donné 26,7 de résistance et 1,5 d'allongement. En poussant l'écrouissage à la limite

extrême par laminage à froid, on dépasse 30^{ks} comme résistance à la rupture en conservant 1,5 d'allongement.

La résistance à la rupture au cisaillement varie de 15^{ks} à 20^{ks}.

La charge correspondant à la limite d'élasticité paraît varier de 4^{ks},5 à 5^{ks} par millimètre carré. Elle ne paraît pas varier d'une façon bien appréciable quand on passe du métal recuit au métal écroui. Cependant l'élasticité de flexion et l'élasticité de torsion du métal écroui paraissent bien supérieures à celles du métal recuit.

Au début de la fabrication de l'alliage à 6 pour 100 de cuivre, il était assez difficile d'obtenir des matériaux de construction sans des déchets énormes. Aujourd'hui que l'aluminium est mieux connu, qu'il est obtenu industriellement presque pur, on fabrique assez facilement des tôles de toutes dimensions, des cornières, barres à rivets, etc., en un mot tous les échantillons employés dans la construction navale. De jour en jour, par suite de perfectionnements dans la métallurgie de l'aluminium, la qualité de ces matériaux s'améliore. Ces progrès ont permis la réussite de la construction du yacht *Vendénisse* à M. le comte de Chabannes La Palice. C'est l'alliage d'aluminium à 6 pour 100 de cuivre qui a été employé dans cette construction, de même que dans les chalands en aluminium pour les colonies et dans le canot-torpilleur que construit actuellement M. Yarrow.

Malheureusement, si l'alliage à 6 pour 100 de cuivre possède des propriétés mécaniques supérieures à celles de l'aluminium pur et de l'alliage à 3 pour 100, il est bien plus oxydable qu'eux. A l'air sec ou humide, mais à l'abri du contact de l'eau, il garde son poli indéfiniment; toutefois, il se recouvre d'une couche pulvérulente d'alumine que l'on aperçoit très bien lorsqu'on regarde le métal sous une certaine incidence. Cette couche n'augmente pas au delà d'une certaine limite, mais elle se renouvelle si elle vient à être enlevée pour une cause quelconque.

Exposé à la pluie ou plongé dans l'eau douce, l'alliage à 6 pour 100 s'oxyde lentement, plus lentement que le fer ou l'acier. Au bout de quelque temps, une couche d'alumine recouvre uniformément le métal, sous cette couche apparaissent de petites piqûres. Peu à peu ces piqûres s'étalent et finissent par se rejoindre. Une fois commencée, l'oxydation paraît marcher plus vite et pénétrer irrégulièrement dans la profondeur du métal. Néanmoins, cette oxydation est moins rapide que celle du fer. De plus, elle paraît dépendre de l'état d'écrouissage du métal et diminuer avec l'écrouissage.

L'immersion dans l'eau de mer produit une oxydation analogue, seulement plus rapide et compliquée par les phénomènes suivants :

1^o Après huit ou dix jours d'immersion, il se forme en certains points irrégulièrement répartis du métal des taches noires qui deviennent des centres d'oxydation plus rapides que les piqûres dont nous avons parlé précédemment. Le métal se creuse plus ou moins profondément avec formation d'abondantes masses d'alumine gélatineuse. Ce phénomène est sans doute dû à l'existence

locale d'impuretés et très probablement à la présence de silicium à l'état graphitoïde. Le même genre d'attaque s'observe d'ailleurs dans certaines tôles de fer ou d'acier.

2° Dans la partie au-dessus de l'eau, il se forme un dépôt de sel déliquescent qui attaque fortement le métal jusqu'à la flottaison. Dans de nombreux essais faits sur des éprouvettes à demi plongées dans l'eau de mer, la partie hors de l'eau s'est toujours oxydée dans le voisinage de la flottaison au moins deux fois plus vite que la partie immergée.

La présence du plomb, et surtout celle du zinc, paraît diminuer la rapidité avec laquelle l'aluminium s'oxyde. Lorsqu'on immerge les trois métaux ensemble dans l'eau de mer, c'est le zinc qui s'oxyde tandis que l'aluminium demeure presque indemne.

La température paraît exercer une influence considérable sur l'oxydation par l'eau de mer de l'aluminium à 6 pour 100 de cuivre. A 20° ou 25°, l'attaque est beaucoup plus rapide qu'à 15°.

Il est à peu près impossible de donner des chiffres mesurant exactement l'importance de toutes ces attaques à cause de l'adhérence des dépôts d'alumine dans les cavités du métal.

Étant donnée l'oxydabilité de l'alliage à 6 pour 100 à l'eau de mer, il est donc nécessaire de protéger les parties métalliques exposées au contact de l'eau par un enduit ou une peinture appropriée.

Les premières expériences faites ont prouvé que la première qualité à exiger d'un enduit destiné à protéger l'aluminium contre l'attaque de l'eau de mer devait être une imperméabilité absolue.

En effet, si peu que l'eau de mer pénètre l'enduit, il se forme immédiatement à la surface du métal une couche d'alumine gélatineuse qui annule complètement l'adhérence sur toute la surface.

Tout enduit destiné à protéger la carène d'un bateau devant naviguer à la mer doit donc présenter les qualités suivantes :

- 1° Adhérer sur un métal très poli;
- 2° Être d'une imperméabilité absolue;
- 3° Empêcher, autant que cela est possible, l'adhérence des coquillages et herbes marines.

Un certain nombre de compositions ont déjà été expérimentées. Des expériences de laboratoire concluantes ont conduit à la peinture dont a été recouvert le *Vendénese*, mais ce n'est qu'après quelque temps de navigation à la mer que l'on pourra se prononcer définitivement.

Lorsque, dans l'alliage d'aluminium et de cuivre, on augmente la teneur en cuivre, on obtient des métaux plus durs que l'alliage à 6 pour 100, mais qui s'écrouissent trop et sont très difficiles à travailler. Néanmoins, les alliages à 8 et 10 pour 100 méritent d'être étudiés et paraissent susceptibles d'un certain nombre d'applications industrielles.

Au delà de 10 pour 100, la densité augmente beaucoup plus vite que les

qualités de résistance mécanique. Au delà de 50 pour 100, on obtient les bronzes d'aluminium. Ces bronzes sont remarquables par leur homogénéité, leur inaltérabilité et leur résistance. Le bronze à 10 pour 100 d'aluminium possède une résistance à la rupture de 70^{kg}, une limite d'élasticité correspondant à une charge de 50^{kg} et un allongement de 5 pour 100.

Les bronzes d'aluminium sont déjà employés dans la construction des machines, chaudières, hélices, etc., mais leur prix empêchera toujours de s'en servir d'une façon générale dans la construction. Ils sont moins résistants que les aciers durs et beaucoup plus chers.

Du résumé sommaire qui vient d'être fait des propriétés de l'aluminium et de ses alliages, il ressort que le principal avantage que l'emploi de ce métal peut procurer dans une construction est la légèreté. Quoique moins oxydable que le fer ou l'acier, il faudra néanmoins le protéger extérieurement et intérieurement. De plus, sa conductibilité calorifique rend les revêtements intérieurs encore plus nécessaires dans une coque en aluminium que dans une coque en fer.

Emploi de l'aluminium dans la construction. — Examinons maintenant jusqu'à quel point l'emploi de l'aluminium peut procurer une diminution de poids. Cherchons d'abord si, théoriquement, il est possible de construire une carène en alliage d'aluminium à 6 pour 100 de cuivre plus légère et aussi résistante qu'une carène analogue de fer ou d'acier.

Le Tableau ci-dessous résume les chiffres mesurant les propriétés mécaniques de l'aluminium 6 pour 100, du fer, de l'acier doux et de l'acier dur.

	Densité.	Charge de rupture.	Allongement.	Limite élastique.
		kg	pour 100	kg kg
Aluminium 6 pour 100	2,9	27	5	5
Fer.....	7,8	30	30	12 à 15
Acier doux.....	7,8	36	30	15 à 20
Acier dur.....	7,8	50	15	25 à 30

Nous voyons d'abord qu'il n'y a aucune proportionnalité entre les chiffres relatifs à l'aluminium et ceux des autres métaux. Une construction en aluminium pourra donc, suivant la façon dont elle est établie, résister autant à la rupture ou atteindre sa limite élastique, ou bien absorber le même travail de rupture qu'une construction analogue de fer ou d'acier soumise aux mêmes efforts, selon que l'on choisira l'une ou l'autre de ces propriétés comme terme de comparaison; mais alors toutes les autres propriétés des deux constructions différeront dans une large limite.

Par exemple, si l'on cherche le poids de barres de même longueur de chacun des quatre métaux ci-dessus qui travailleraient juste à leur charge limite

de rupture sous une même charge donnée, on trouve que ces poids sont proportionnels à

$$\frac{2,9}{27}, \quad \frac{7,8}{30}, \quad \frac{7,8}{36}, \quad \frac{7,8}{50},$$

c'est-à-dire

Pour l'aluminium.....	0,138
» le fer.....	0,26
» l'acier doux.....	0,21
» l'acier dur.....	0,156

Si l'on fait le même calcul en cherchant les poids proportionnels de barres atteignant leur limite élastique sous une même charge donnée, on trouve :

Pour l'aluminium.....	5,8
» le fer.....	5,7 à 6,0
» l'acier doux.....	5,2 à 3,3
» l'acier dur.....	3,1 à 2,6

Les mêmes chiffres pourraient servir à comparer le travail élastique.

En prenant le travail de rupture comme terme de comparaison, on trouve

Pour l'aluminium.....	2,10
» le fer.....	0,86
» l'acier doux.....	0,78
» l'acier dur.....	1

Dans une construction, les différentes pièces doivent être calculées de façon que jamais elles ne puissent dépasser leur limite élastique. C'est donc cette limite qui doit servir de point de comparaison entre une construction en aluminium et une construction en fer ou acier.

Les chiffres précédents prouveraient donc qu'à égalité de limite élastique la construction d'aluminium pèserait un peu plus lourd que celle de fer et presque le double de celle d'acier dur.

Ce résultat a besoin d'être commenté. Dans la pratique, on ne calcule pas les pièces d'une construction de telle sorte qu'elles travaillent à leur limite d'élasticité, mais plutôt de façon que leur charge en service demeure toujours plus faible qu'un coefficient de sécurité reconnu suffisant. La pratique n'a point encore fixé de coefficient analogue pour l'aluminium. Le rapport entre ce coefficient et la limite élastique sera-t-il plus ou moins grand que pour le fer ou l'acier? Diverses considérations permettent d'avancer qu'il sera supérieur.

L'aluminium étant plus mou que le fer ou l'acier, la limite d'élasticité de ses assemblages se montrera probablement plus voisine de la limite d'élasticité des pièces homogènes. En outre, la grande différence entre sa limite élastique et sa charge de rupture permet évidemment d'approcher sans aucun danger plus près de sa limite élastique. En admettant même que cette limite

élastique soit un peu dépassée, les propriétés du métal seraient beaucoup moins altérées que s'il s'agissait du fer ou de l'acier.

D'un autre côté, à limite égale d'élasticité, une construction en aluminium résistera moins bien aux chocs, aux efforts locaux, aux efforts d'inertie qui peuvent résulter d'un changement rapide dans la répartition des charges, par exemple dans le cas d'une carène passant à travers des vagues successives.

Somme toute, d'une manière générale, même en faisant abstraction de tous les inconvénients qu'une pratique plus étendue pourrait faire découvrir, il ne semble pas que la substitution absolue de l'aluminium à 6 pour 100 de cuivre au fer et à l'acier puisse produire à résistance égale un sérieux bénéfice de poids.

Mais, en dehors de la substitution complète, il est une foule de cas dans lesquels l'alliage d'aluminium à 6 pour 100 peut être employé avec grand avantage.

1° Dans les constructions où les échantillons de matériaux sont déterminés non en vue des forces à vaincre, mais plutôt par la nécessité de résister aux chocs locaux, accostages, etc., ou simplement à l'usure. Toutes les embarcations de bord en bois sont dans ce cas, de même les chaloupes à vapeur, les canots vedettes, les canonnières de rivière, les petits torpilleurs, etc. Dans les plus petits de ces bateaux, il suffirait de remplacer purement et simplement le fer ou l'acier par des matériaux d'aluminium de même échantillon. Dans les autres, il suffirait amplement de conserver en fer ou acier la quille, l'étrave, l'étambot, une cornière préceinte et le carlingage de machine, le reste pourrait être en aluminium de même échantillon ou s'il est besoin un peu plus fort. En adoptant un bordé d'aluminium une fois et demie plus fort que le bordé en tôle, on obtiendrait encore un gain de poids considérable, 55 pour 100 sur cette partie de la coque.

Les deux premiers bateaux en aluminium, le *Zéphyr* et le *Mignon*, construits à Zurich, sont des embarcations munies de moteur à pétrole dans lesquelles on a complètement remplacé le fer par l'aluminium. Le *Zéphyr* est un youyou de 5^m,15 de long, 1^m,30 de large, 0^m,70 de creux. Son bordé a 1^{mm},5 d'épaisseur, sa coque pèse 120^{kg}, il porte une machine de 2^{chx}. Le *Mignon* a 12^m à la flottaison, 14^m sur le pont, 1^m,80 de largeur, 1^m de creux, son bordé a une épaisseur de 1^{mm},5 et 2^{mm}, ses membrures sont des cornières de 20 × 20 et 30 × 30; il est demi-ponté et muni de caissons étanches et de cloisons étanches en aluminium. Sa coque pèse 500^{kg}. Il est muni d'une machine de 6^{chx} tournant à une vitesse de 300 à 400 tours par minute. Son déplacement atteint 1^t,5, sa vitesse est de 14^{km}. Il ferait une admirable vedette.

Il y a beaucoup plus d'intérêt qu'on ne pourrait le penser *a priori* à diminuer, par l'emploi de l'aluminium, le poids des bateaux de service embarqués à bord des grands navires. Cet allègement entraîne, en effet, une diminution correspondante dans le poids si considérable des bossoirs, treuils et chariots de manœuvre, etc. De plus, il faciliterait singulièrement beaucoup de manœuvres à bord.

L'aluminium peut recevoir des applications beaucoup plus étendues. une coque de navire, il existe un grand nombre de parties qui travaillent ou point. Si l'on considère, en particulier, des coques très fines, très légères devant surtout résister à la flexion longitudinale, certaines parties du bords, les membrures, les planchers, les cloisons transversales, les roofs, etc., contribuent point à la résistance longitudinale. Cependant, pour toutes sortes de raisons, il est impossible de réduire outre mesure les échantillons pièces qui les composent. En remplaçant, dans toutes ces parties, le fer l'aluminium, on obtiendra un gain de poids considérable. Il est possible d'aller beaucoup plus loin encore. On peut, en effet, remplacer la construction actuelle en fer ou acier par une construction composite dans laquelle la résistance à la flexion, ou la résistance transversale selon le mode de fatigue particulier de la coque considérée, la répartition ou plutôt l'irradiation des efforts seraient assurées par une ossature interne en acier. L'aluminium compterait alors assez peu dans la résistance de la construction et servirait à former le revêtement extérieur grâce auquel flotterait le tout.

C'est ce système que j'ai employé dans la construction du yacht *Vendenes* appartenant à M. le comte de Chabannes la Palice et construit à l'usine de la Société des Chantiers de la Loire, à Saint-Denis. C'est dans un ordre d'idée analogue qu'a été conçu le torpilleur vedette que M. Yarrow construit en ce moment pour le gouvernement français.

Le *Vendenes* est un yacht de course à voiles dont les dimensions principales sont les suivantes :

Longueur totale	m
Longueur à la flottaison	17,40
Largeur	12
Tirant d'eau	2,85
Déplacement	2,60
	15 ^m

La coque repose sur une quille plate en fer forgé de 60^{mm} d'épaisseur sur laquelle est rivée une armature en tôles et cornières d'acier qui supporte le lest. L'étrave et l'étambot sont également en fer forgé et sont réunis à la quille par de larges pattes. L'ossature d'acier est complétée par une bande de galbord en acier de 3^{mm} d'épaisseur qui se prolonge le long de l'étrave et de l'étambot; une virure de préceinte et une virure gouttière en acier réunies par une cornière d'acier; un certain nombre de membrures et de barrots en acier; deux cornières de lisse longitudinales placées à l'intérieur et réunies à toutes les membrures, et enfin trois bandes obliques en acier placées entre les membrures et le bordé. Les bandes obliques sont inclinées, une sur l'avant, deux sur l'arrière. Elles portent des porte-haubans et relient la virure de préceinte aux galbords.

Le bordé de carène entre la préceinte et le galbord, le bordé de pont à l'intérieur des virures gouttières, une partie des membrures et des barrots et les

deux cloisons transversales étanches sont en aluminium. Les tôles de bord ont une épaisseur de 4^{mm} et de 3^{mm}; les cornières en aluminium ont un échantillon de 40 × 40 × 4, les tôles qui forment les cloisons n'ont que 2^{mm} d'épaisseur.

Le poids de coque du *Vendenesse*, non compris la quille qui forme lest, s'élève à 2700^{kg} environ.

Le torpilleur vedette construit dans les chantier Yarrow a environ 18^m de longueur, 3^m de largeur et 1^m,20 de tirant d'eau. Son déplacement s'élève à 13^{ts} environ, ses échantillons sont un peu plus faibles que ceux du *Vendenesse*.

Ce genre de construction composite dont nous venons de donner un aperçu sommaire est probablement susceptible de s'appliquer avec avantage, au point de vue de la légèreté, à des bateaux beaucoup plus grands. Considérons, par exemple, un torpilleur idéal de 130^{ts} de déplacement et dont le devis des poids se décompose comme suit :

Bordé	13,4 ^{ts} B
Membrures.....	4 M
Liaisons longitudinales et carlingages des machines et chaudières...	1,6
Cloisons, roofs, capots de descente, surbaux, etc	4 C
Planchers, supports de caisses à eau, gouvernail et sa manœuvre...	4 P
Boiseries, peinture linoléum, emménagements	6
Armement et tubes lance-torpilles	9
Machine motrice et chaudières.....	45
Appareils auxiliaires, éjecteurs, bouilleurs, etc	7
Charbon, eau, vivres, etc.....	36
Total.....	130,0

Le poids de la partie métallique de la coque d'un pareil bâtiment s'élève à 27^{ts}, mais celui des parties qui résistent réellement et efficacement à la flexion longitudinale, cause de fatigue prépondérante pour les coques des torpilleurs, est relativement faible. On peut l'évaluer approximativement à la moitié du poids du bordé plus une tonne de liaisons longitudinales, soit 7^{ts},7 environ. En dessinant l'ossature d'acier du torpilleur de construction composite de façon que son poids soit de 7^{ts},7, il paraît possible de réaliser une sorte de poutre qui soit au moins aussi résistante à la flexion longitudinale que la carène en acier.

Évidemment, une partie du poids que nous venons d'assigner à cette ossature sera absorbé par des pièces de liaison entre ses parties supérieure et inférieure, par les carlingues des machines et des chaudières, de sorte que son moment d'inertie (mesure de sa résistance à la flexion longitudinale) sera inférieur à celui de la coque réduite à laquelle nous la comparons. Mais, d'un autre côté, nous pouvons masser la matière de cette ossature de façon à obtenir une poutre qui soit pratiquement d'égale résistance, et dont les sections successives ne supportent point des charges supérieures à celles supportées

par les sections les plus chargées de la coque réduite. Enfin, nous pouvons employer pour la construction de l'ossature des aciers à grande résistance, ce qui, ou bien lui assurera une rigidité supérieure à celle de la coque en acier, ou permettra de diminuer son poids. Il faut d'ailleurs remarquer que l'emploi de pareils aciers n'entraînerait aucun gain sur le poids de coque dans une construction en acier, puisqu'il serait impossible de diminuer l'épaisseur du bordé.

En ajoutant au poids 7^{ix}, 7 de l'ossature un poids de 1^r pour l'armature du gouvernail et sa transmission, on arrive à 8^{ix}, 7 pour le poids de l'acier entrant dans la coque du torpilleur composite. Si nous remplaçons toutes les autres pièces de la construction, y compris le bordé tout entier, par des matériaux en aluminium à 6 pour 100 de cuivre et de même échantillon, nous réalisons un gain de poids de

$$\begin{aligned} 27 - \{8,7 + [B + M + (P + C - 1)] \times 0,37\} \\ = 27 - [8,7 + (13,4 + 4 + 7) \times 0,37] = 9^{\text{ix}}, 27. \end{aligned}$$

(0,37 étant le rapport entre la densité de l'aluminium et la densité du fer).

Il convient de remarquer immédiatement que, dans la comparaison précédente, nous n'avons tenu aucun compte du surcroît de résistance longitudinale que procure le bordé en aluminium. Si, à cette supposition trop pessimiste comportera comme une construction homogène, nous arrivons à cette conclusion que sa résistance sera presque double de la coque d'acier. En effet, le moment d'inertie du bordé en aluminium est le même que celui du bordé en acier; or, nous avons admis que le moment d'inertie qui mesure la résistance et la flexion longitudinale de l'ossature était sensiblement égal à ce dernier. Une hypothèse comprise entre les deux précédentes serait évidemment plus conforme à la réalité des choses, mais l'expérience seule peut la déterminer.

Quoi qu'il en soit, en ne considérant les calculs précédents que comme de grossières approximations, il n'en découle pas moins d'une façon à peu près certaine qu'en adoptant pour le bâtiment considéré une construction composite moitié fer et moitié aluminium, nécessitant environ 9^{ix} d'aluminium, on réaliserait sur la coque métallique une économie de poids de 9^{ix} à 10^{ix}, c'est-à-dire 34 à 37 pour 100 du poids total.

Ce gain de poids permet soit d'augmenter le poids de l'appareil moteur, c'est-à-dire sa puissance et sa vitesse, soit d'employer des chaudières plus lourdes et d'un fonctionnement plus certain, soit enfin d'accroître l'approvisionnement de charbon, c'est-à-dire le rayon d'action et la puissance militaire du bâtiment. En supposant que le rapport du poids de l'appareil moteur à la puissance et l'utilisation totale demeurent constants, un accroissement de poids de 10^{ix} de l'appareil moteur entraînerait une augmentation de vitesse de 3 nœuds.

La construction composite que nous venons d'esquisser donne immédiatement prise aux objections suivantes. Les matériaux d'aluminium ne supporteront-ils pas de charges trop considérables pour que les assemblages conservent leur étanchéité? Ces assemblages résisteront-ils également à l'effet des vibrations causées par les trépidations de la machine et la rotation de l'hélice?

Il est à peu près impossible de discuter à fond de pareilles questions, que seule la pratique peut trancher d'une façon définitive.

Cependant, les considérations suivantes montrent qu'il ne faudrait pas attacher trop d'importance à la première objection, au moins dans les torpilleurs de taille analogue à celui que nous avons considéré. Si, en effet, nous supposons que la coque composite travaille à la flexion longitudinale comme une construction homogène, nous savons déjà qu'elle est presque deux fois plus résistante que la coque en acier qui nous a servi de point de départ. Or la charge des parties les plus chargées de cette dernière construction ne dépasse pas 4^{ks} par millimètre carré. La charge des matériaux en aluminium placés dans les conditions les plus défavorables serait donc environ de 2^{ks} par millimètre carré, chiffre parfaitement admissible, étant donnée la limite élastique de l'alliage à 6 pour 100 de cuivre.

Si, au contraire, nous admettons que le bordé en aluminium transmette intégralement à l'ossature d'acier les efforts causés par la poussée de l'eau, les parties les plus chargées de cette dernière travailleront à 4^{ks} par millimètre carré, puisque nous avons supposé que sa résistance à la flexion était égale à celle de la coque d'acier. En conséquence, l'ossature prendra une déformation élastique qui entraînera une déformation égale des assemblages de l'ossature et du bordé, et, par suite, une déformation générale du bordé. Mais, à déformation égale, l'aluminium travaillera moins que l'acier, par suite de la différence d'élasticité des deux métaux. Il travaillera même d'autant moins qu'on aura employé un métal plus dur dans la construction de l'ossature.

En ce qui concerne les vibrations, nous ferons seulement observer qu'une coque composite aurait moins de tendance à vibrer qu'une coque homogène divisée en parties commensurables entre elles par les membrures et les cloisons transversales. L'ossature d'acier n'étant pas uniforme dans le sens de la longueur ne pourrait prendre par elle-même un mouvement vibratoire de grande amplitude. De plus, ces vibrations se propageraient difficilement dans les parties en aluminium, à cause de la faible élasticité du métal.

Évidemment, en dépit de tous les arguments favorables que l'on peut invoquer, l'application d'un système composite acier et aluminium à la construction de bâtiments aussi grands que les torpilleurs de haute mer semble *a priori* très hasardee.

Cependant, si le *Vendenesse*, d'abord, et le petit torpilleur construit par Yarrow, ensuite, donnent de bons résultats dans la pratique, j'estime que l'essai pourrait être tenté sans courir de trop grands risques.

Par suite du poids énorme du lest et de la surface de la voilure, la coque du *Vendénese* subira sous voiles des efforts considérables. En régates, le yacht sera lancé à toute vitesse, quels que soient le vent et la mer. Cet essai est donc très apte à montrer à la fois les qualités de résistance de l'aluminium et la façon dont se comportent, au point de vue de l'étanchéité, les assemblages d'aluminium sur aluminium et les assemblages d'aluminium sur acier. Le torpilleur-vedette construit par Yarrow montrera, au contraire, jusqu'à quel point les assemblages d'aluminium sont susceptibles de résister aux vibrations causées par la rotation de machines puissantes.

Dans tous les cas, rien n'est plus facile que d'étendre progressivement l'application de l'aluminium aux torpilleurs de plus en plus grands jusqu'enfin aux torpilleurs de haute mer. L'emploi de la construction composite acier et aluminium permettrait d'ailleurs d'obtenir sur les petits torpilleurs un gain de poids de coque et de vitesse supérieurs à ceux réalisés sur les grands. Les efforts de flexion étant très faibles sur les petites carènes, on pourrait en effet diminuer très sensiblement l'importance de l'ossature d'acier tout en conservant une résistance à la flexion très suffisante.

Emplois possibles de l'aluminium dans la construction de la coque et de la machine des grands navires. — A bord des navires de fort tonnage, l'aluminium ne pourrait évidemment jouer, actuellement du moins, qu'un rôle très secondaire. Néanmoins, une certaine partie des superstructures, des cloisons d'emménagement, de subdivisions de soutes, pourraient être faites sans aucun inconvénient en alliage d'aluminium et de cuivre. On réaliserait ainsi un gain très appréciable sur le poids de coque et l'on diminuerait dans une proportion notable le poids des hauts. Malheureusement, le prix de l'aluminium s'opposera longtemps encore à ces applications.

L'aluminium paraît également susceptible de servir à la confection d'un certain nombre de pièces de machines. Les robinets de purge, de graissage, les organes qui n'ont pas à supporter des efforts considérables, tels que les pompes à air, les pompes de cale, pourront être fabriqués en aluminium dès que l'industrie de la fonderie d'aluminium aura atteint un perfectionnement suffisant. Il paraît également possible de se servir de matériaux d'aluminium pour la fabrication des condenseurs, ou tout au moins de remplacer les tubes en laiton actuels par des tubes en aluminium. L'essai vaut certainement la peine d'être tenté. Le prix des matières premières, comme nous le verrons tout à l'heure, ne serait pas sensiblement plus élevé que le prix des matières premières usitées ordinairement, et l'économie de poids serait au moins de 50 pour 100 sur le poids total.

Jusqu'à présent, les seuls organes de machines qu'on ait essayé de confectionner en aluminium sont des pistons de cylindre à vapeur et des clapets de pompe à air. Ces applications de l'aluminium sont peut-être un peu hasardées et il est fort possible qu'elles ne donnent point d'excellents résultats. Les

chocs continuel aux quels sont exposés les pistons ou les clapets exposent en effet ces pièces à se déformer très rapidement.

Prix de l'aluminium. — Après avoir montré la possibilité de l'emploi de l'aluminium dans la construction navale et les avantages théoriques qui résulteraient de cet emploi, il convient d'examiner à présent quel prix il faudrait payer ces avantages. Le surcroît de dépense occasionné par la substitution totale ou partielle de l'aluminium à l'acier peut provenir de deux causes : d'abord le prix plus élevé des matières premières ; ensuite une certaine augmentation du prix de la main-d'œuvre causée par la complication inhérente au système de construction lui-même.

Quoi qu'on fasse, une construction composite, moitié acier, moitié aluminium, sera toujours un peu plus compliquée qu'une construction homogène. De ce fait résultera forcément un certain accroissement dans les dépenses de main-d'œuvre. Mais, d'un autre côté, d'après ce qui a été observé pendant la construction du *Vendénese*, il ressort nettement que le travail des matériaux d'aluminium, une fois que les ouvriers ont acquis une certaine pratique, est bien plus économique que le travail des matériaux d'acier. Le travail des matériaux d'aluminium ne nécessite, en effet, qu'un outillage rudimentaire. Le perçage, le rabotage, le formage s'effectuent avec la plus grande simplicité. Les transports, le montage n'entraînent que des frais insignifiants. *Grosso modo*, il est donc permis d'admettre que le bénéfice réalisé sur le travail et la mise en place des matériaux en aluminium compense ou à peu près le surcroît de dépense occasionné par une complication plus grande de la construction. L'excès du prix d'une coque composite en acier et aluminium proviendra donc presque uniquement du prix de l'aluminium lui-même. Ce prix ayant varié d'une façon considérable dans un très court espace de temps, nous ne saurions mieux faire que de donner ses différents prix de vente jusqu'à ce jour et d'indiquer les causes qui pourront le faire varier encore dans l'avenir.

En 1889, au début de sa fabrication, l'usine de Froges vendait l'aluminium en lingots au prix de 100^{fr} le kilogr. En 1890, ce prix descendait à 30^{fr}, au commencement de 1891 à 20^{fr}, et à la fin de 1891 à 12^{fr}. Dans le courant de 1892, un nouvel abaissement de tarif se produisit, le prix du métal en lingot fut fixé à 8^{fr} et dans le courant de 1893 ce tarif fut encore abaissé à 6^{fr}, 50 et même 6^{fr}, 25 le kilogr. Actuellement, il est sur le point d'être réduit à 5^{fr}. Dans ces conditions, tous les matériaux nécessaires à la construction navale, tôles, cornières, barres à rivets, etc., pourraient être fournis à des prix variant entre 6^{fr} et 8^{fr} le kilogr.

A ce prix, les matériaux en aluminium ou en un alliage léger d'aluminium et de cuivre sont, à volume égal, aussi chers que les matériaux en cuivre et huit à dix fois plus chers que les matériaux d'acier. C'est donc dire qu'actuellement l'aluminium ne saurait être employé que lorsqu'il est nécessaire d'ob-

tenir à tout prix une extrême légèreté. C'est le cas des torpilleurs de toutes catégories, des bateaux à faible tirant d'eau destinés au service des colonies, des yachts de course, etc.

La coque du torpilleur que j'ai pris comme exemple coûterait en construction composite environ 60 000^{fr} de plus qu'en acier, c'est-à-dire qu'elle reviendrait au double du prix actuel. Même en ajoutant à cette somme l'augmentation de prix de l'appareil moteur plus puissant, la construction composite en acier et aluminium est encore à mon avis le moyen le plus économique d'augmenter notablement la vitesse de nos torpilleurs. Nous avons vu que la construction composite acier et aluminium appliqué à notre modèle actuel de torpilleur de haute mer permettait un accroissement de 3 nœuds; on dépasserait donc de suite la vitesse non encore réalisée de 30 nœuds.

Au prix actuel de l'aluminium, le prix des robinets, des condenseurs, des pièces de machine en aluminium ne serait guère plus élevé que celui des mêmes pièces en bronze ou en laiton.

La marche extraordinairement décroissante du prix de l'aluminium dans l'espace des quatre dernières années rend très probable un abaissement de prix assez sensible dans un avenir rapproché. Cet abaissement peut être produit par deux causes : l'accroissement de la production et le perfectionnement de la fabrication de l'aluminium.

Avec les procédés employés actuellement, le prix de revient de l'aluminium est d'environ 3^{fr} le kilogr. Le seul jeu des forces commerciales peut donc le faire descendre à 4^{fr} et même 3^{fr}, 50 le kilogr. On peut espérer que les perfectionnements de la métallurgie de l'aluminium permettront quelque jour un abaissement de prix beaucoup plus considérable.

En effet, la grosse source de dépenses dans la production de l'aluminium est la fabrication et la purification de l'alumine qui s'obtiennent actuellement par des procédés longs et compliqués, mais que de nombreux inventeurs s'efforcent de simplifier tous les jours. Quelques nouvelles méthodes sont en essai; si elles donnent les résultats attendus, le prix de revient de l'aluminium descendrait à 1^{fr}, 50 et même 1^{fr} le kilogr. Descendra-t-il encore plus bas, jusqu'au prix des matériaux de fer ou d'acier? Il est impossible actuellement de rien prévoir à ce sujet. Il semble même que ce résultat ne pourrait être atteint que par la découverte d'un procédé métallurgique, plus ou moins analogue à celui du fer, permettant de traiter à la fois des masses considérables d'alumine, ce que l'on ne peut songer à faire par la méthode électrolytique employée jusqu'à ce jour.

Discussion du Mémoire de M. Guilloux.

M. NORMAND, qui a employé des pièces en aluminium dans la construction du *Forban*, dit avoir spécifié dans ses commandes que l'alliage devrait donner 17^{ks} de résistance et 17 pour 100 d'allongement : l'alliage d'aluminium à 6 pour 100 de cuivre est difficile à travailler à une température trop basse, mais à 200° ou 250° c'est un métal admirable, qui donne facilement 20^{ks} de résistance et 20 pour 100 d'allongement.

Au sujet de la construction des torpilleurs en aluminium et de l'idée émise par M. Guilloux qu'on devrait constituer la charpente partie d'aluminium, partie d'acier, M. Normand est d'avis que cette combinaison présente de grands inconvénients : d'abord parce que le fer et l'aluminium en présence dans l'eau de mer donnent naissance à des courants galvaniques très énergiques, par lesquels l'aluminium est attaqué; en second lieu parce que le coefficient de dilatation de l'aluminium est environ deux fois et demie celui de l'acier. Or, certaines parties des torpilleurs, dans le voisinage des chaudières, atteignent des températures relativement élevées (on a vu des caillebotis prendre feu sur le pont); il y aurait donc à craindre de dépasser la limite d'élasticité du métal et d'avoir des déformations.

M. DRZEWIECKI signale un alliage d'aluminium et de tungstène qui aurait été essayé avec succès en Angleterre.

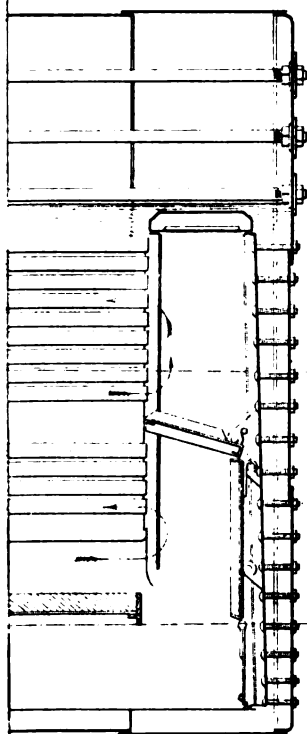
M. GUILLOUX répond que si l'acier est zingué comme à l'ordinaire, l'action galvanique est très faible; que d'ailleurs le bordé extérieur pourrait être fait entièrement en aluminium. Il n'y aurait plus alors que l'hélice, l'étambot et l'extrémité de l'arbre porte-hélice qui tendraient à produire des courants, et c'est une question de savoir si l'on se trouverait ainsi dans de plus mauvaises conditions qu'avec le bordé en acier d'un navire mû par des hélices en bronze.

Quant à l'autre difficulté signalée par M. Normand, elle est parfaitement fondée, mais paraît assez facilement surmontable. En effet, si l'aluminium a un coefficient de dilatation plus grand que le fer, sa conductibilité est également beaucoup plus grande, de sorte que les parois d'une chambre de chauffe en aluminium s'échaufferaient moins que si elles étaient en fer. La température du bordé mouillé par l'eau ne pourra pas s'élever. Il n'y a donc à considérer que le pont au-dessus de la chaudière, les parois latérales des soutes à charbon et les cloisons transversales limitant la chaufferie, et encore, seulement dans leur partie centrale. Or il est facile de faire en sorte que les efforts de dilatation des parois longitudinales des soutes ne se reportent point sur la charpente principale. Il est aisé également d'empêcher l'échauffement trop considérable du pont et des cloisons transversales au moyen d'écrans en aluminium de faible épaisseur. L'espace intermédiaire se ventilerait naturellement ou artificiellement avec la plus grande facilité.

CLOTURE DE LA SESSION.

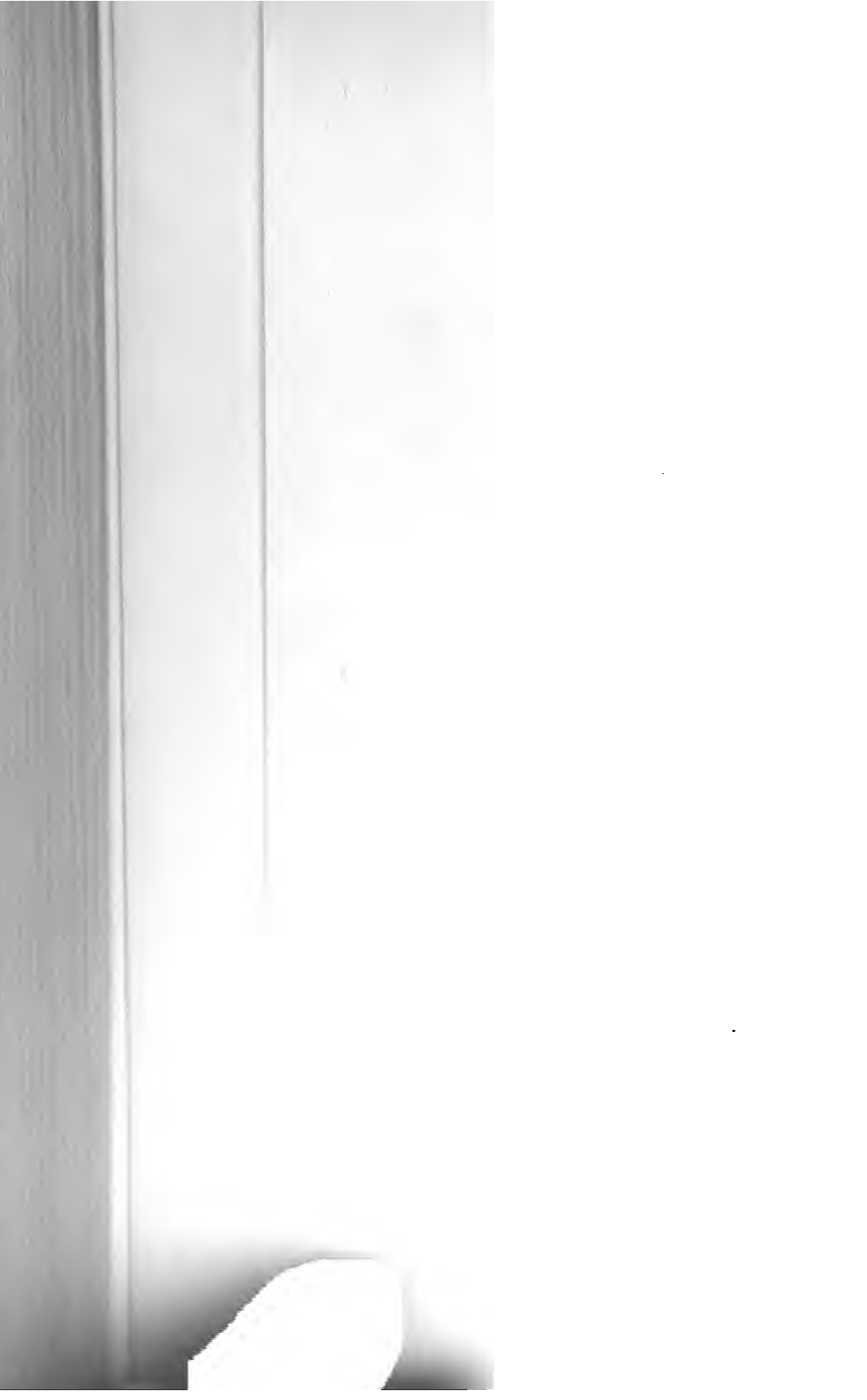
La quatrième session a pris fin le samedi 27 janvier 1894, à 4^h de l'après-midi. Avant de lever la séance, le Président a rappelé que cette session était celle de 1893, qui avait été ajournée à la demande de plusieurs auteurs de Mémoires. Il exprime l'espoir que la session de 1894 pourra avoir lieu dans le courant de l'été, et, en terminant, il invite les auteurs dont les Mémoires seraient un peu longs, à en préparer d'avance un résumé qu'ils liraient aux séances, afin de permettre que plus de temps soit consacré aux discussions.

JRS DES GAZ

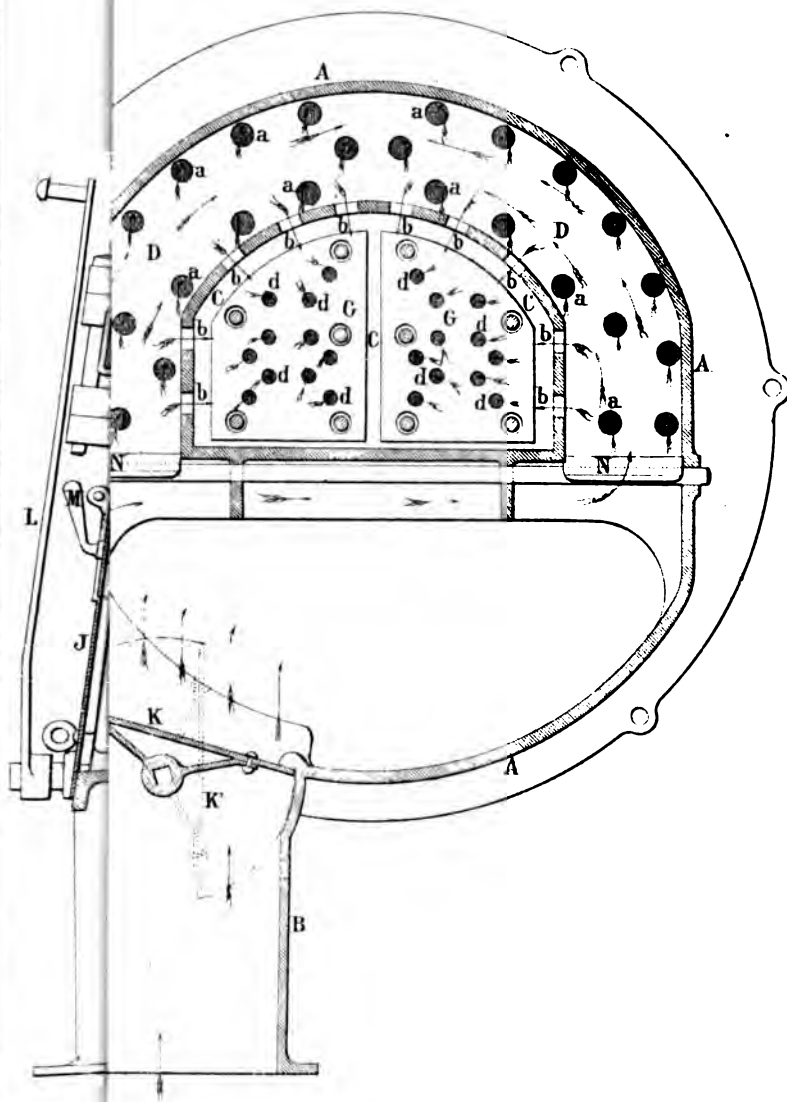


La quatrièm
l'après-midi.
cette session é
de plusieurs a
de 1894 pour
il invite les a
préparer d'av
mettre que pl



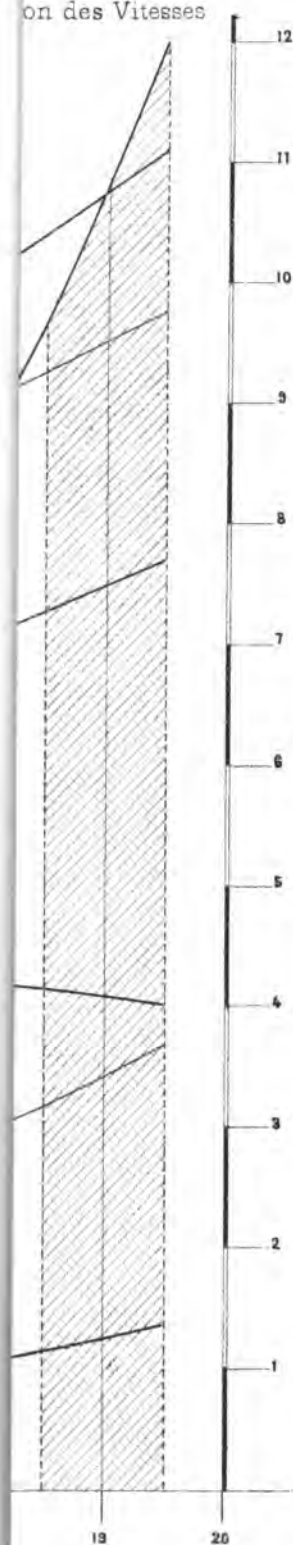


Coupe suivant AB

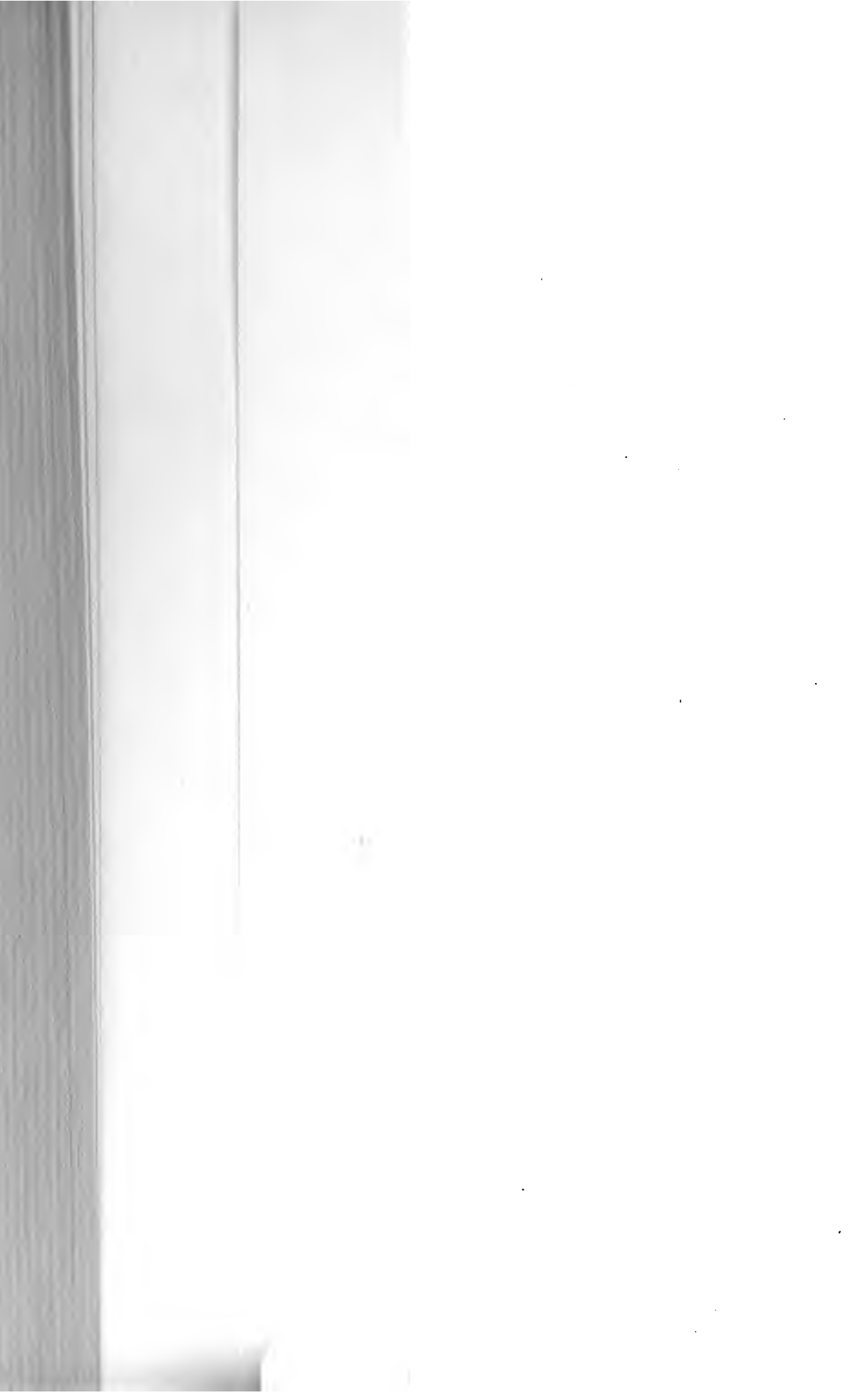




on des Vitesses



Echelle des Puissances Révolutions Utilisation



on des Vitesses

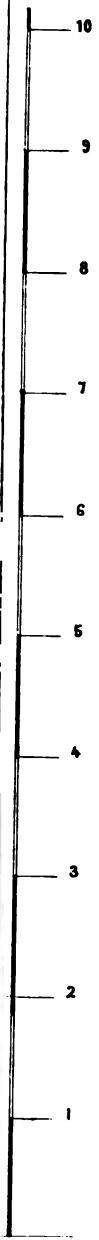
*Echelle des Puissances, Révolutions, Utilisations*



esses (Résultats des Essais)

Echelle des Vitesses, Reculs

Echelle des Puissances, Révolutions, Utilisations



Légende

Le diagramme ci-contre a été tracé avec les résultats des essais préliminaires des 25 et 26 Octobre 1893 et de l'essai officiel de vitesse du 4^{ème}, faits sur la base de Belle Ile. (5 milles 112)

Tirant d'eau moyen 6^m 10
Surface du Maître Couple 79^{m²} 24
Déplacement 7563^t*



tesses (Résultats des Essais)

Echelle des Vitesses, Revolutions

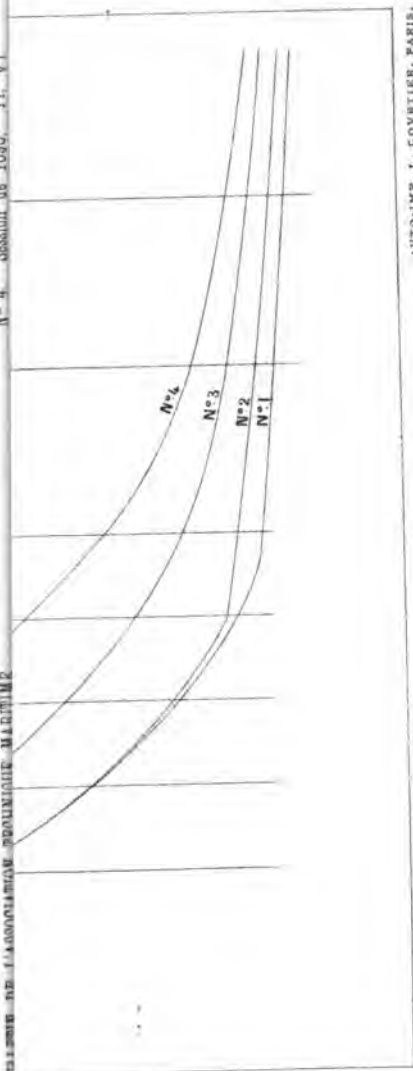
Echelle des Puissances, Révolutions, Utilisations

Légende

Le diagramme ci-contre a été tracé
avec le résultat des essais

Tirant d'eau moyen	4 ^m 73
Surface du Maître couple	39 ^m 73
Déplacement	2603 ^l

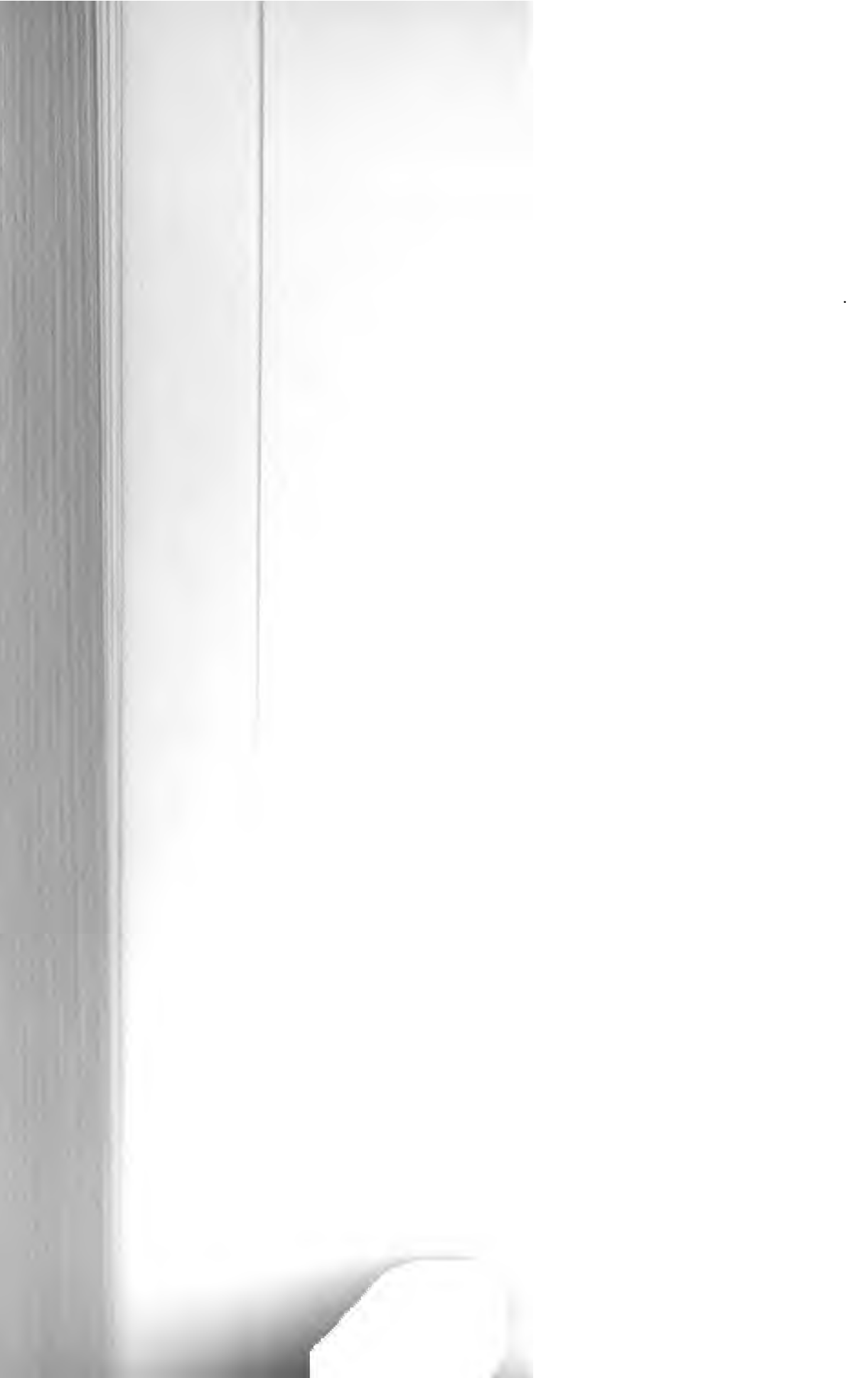






Carre des nombres de tours par seconde

Immersion de l'axe de l'hélice	Niveau de l'eau au dessus du cercle circonscriit à l'hélice	Designation	
		Points	Courbes
1 ^m 480	0 ^m 485	+	_____
1 370	0 355	e	_____
1 260	0 225	+	_____
1 180	0 165	*	_____



D'ÉPUISEMENT A AXE VERTICAL

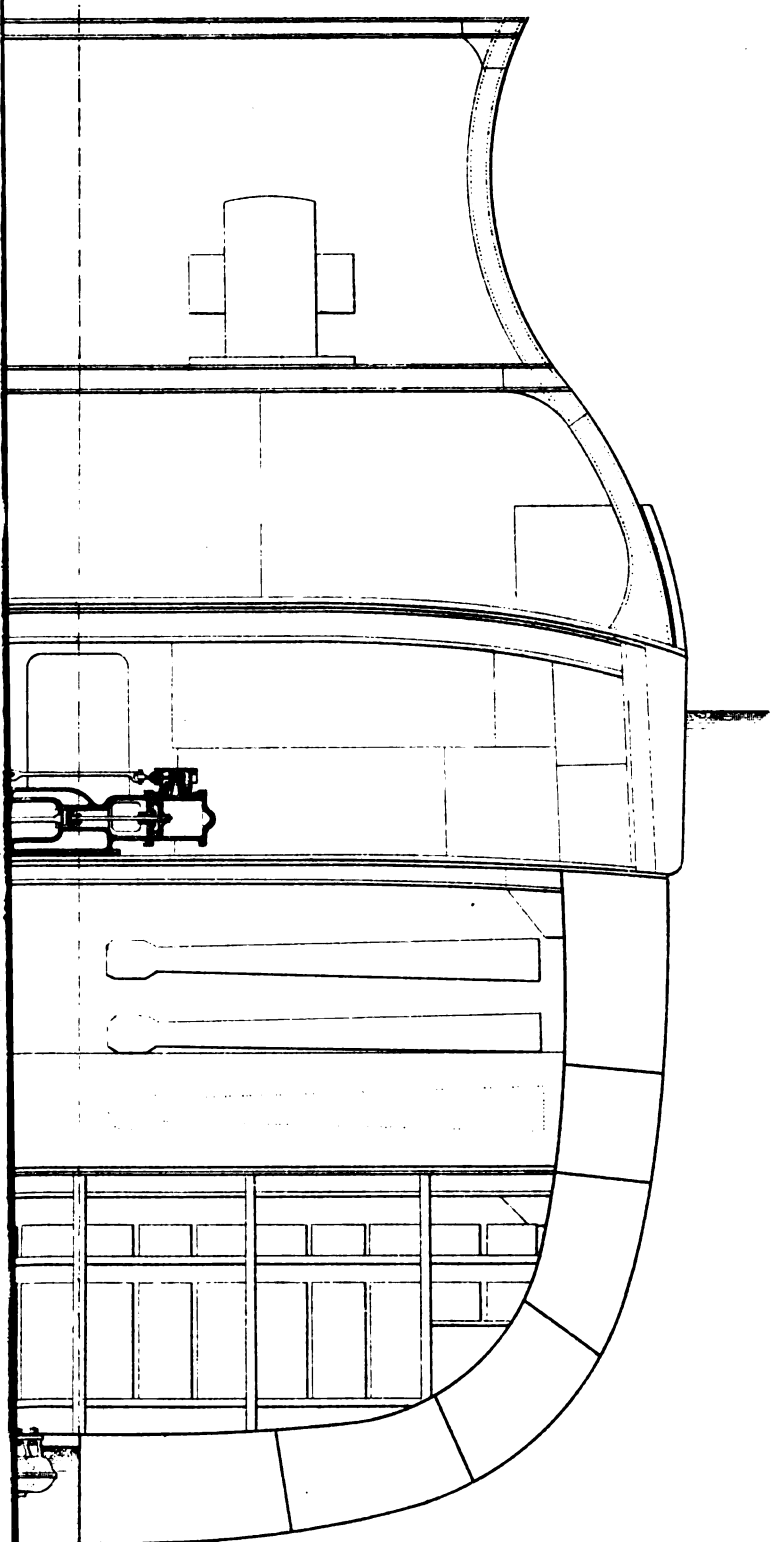


TABLE DES MATIÈRES.

	Pages
Statuts.....	V
Liste des membres du Bureau et du Comité d'études.....	IX
Liste des membres de l'Association.....	X

SESSION DE 1893.

Quatrième session de l'Association technique maritime.....	1
Des conditions de marche des navires à petite vitesse, par M. E. WIDMANN.....	4
Résultats obtenus par l'emploi du tirage forcé en cendriers fermés dans les ateliers et sur divers navires de la Compagnie générale transatlantique, par M. V. DAY- MARD.....	14
Quelques points concernant les cuirassés, par M. E. WEYL.....	35
Note sur les travaux de déglacage dans les estuaires fluviaux et maritimes, par M. MAURICE DIBOS.....	41
Sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices, par M. J.-A. NORMAND.....	65
Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné, par M. J.-A. NORMAND.....	68
Voies d'eau et pompes centrifuges, par M. DE MAUPEOU D'ALBLEIGES.....	74
Étude sur l'autonomie des ports de commerce en France et en Angleterre, par M. CHARLES LE COUR GRANDMAISON.....	85
Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène, par M. KRILOFF.....	97
Études de géométrie des carènes, par M. DOYÈRE.....	139
Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation des petits bateaux dans les ports à marée, par M. A. CRONEAU.....	157

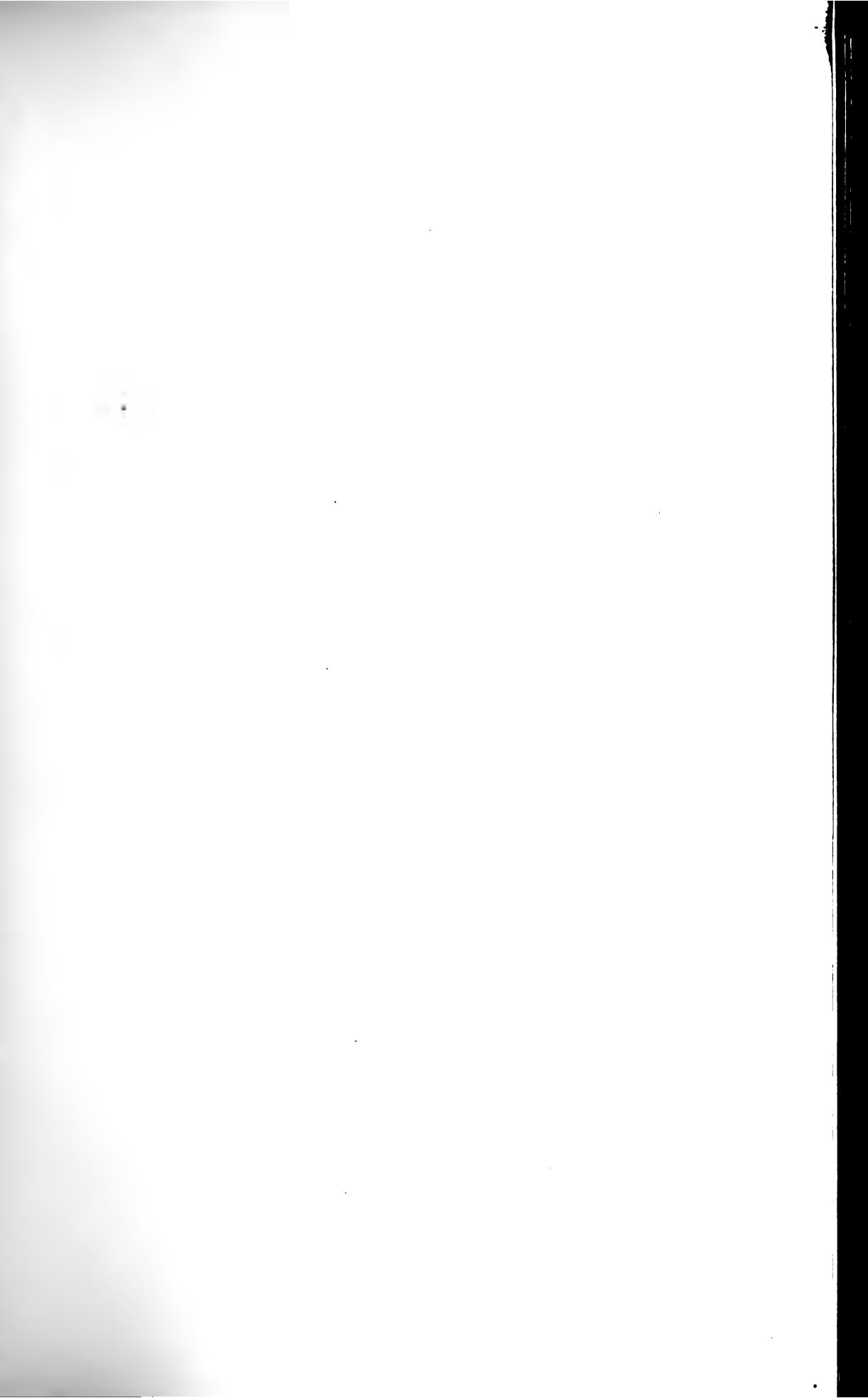
Le Congrès international maritime de Londres, par M. L. MULLER.....	16
De l'emploi de l'aluminium dans les constructions navales, par M. V. GUILLOUX...	17

PLANCHES.

- I à V. Emploi du tirage forcé en cendriers fermés.
VI et VII. Influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné.
VIII. Voies d'eau et pompes centrifuges.









BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE

MARITIME.

PARIS. — IMPRIMERIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS,

Quai des Grands-Augustins, 55.

BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.

N° 5.
SESSION DE 1894.



PARIS,
GAUTHIER-VILLARS ET FILS, IMPRIMEURS-LIBRAIRES
DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,
Quai des Grands-Augustins, 55.

--
1895



BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.

STATUTS

APPROUVÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 1^{er} DÉCEMBRE 1888,
MODIFIÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 17 JANVIER 1893.

But de l'institution.

ART. 1. — Il est créé à Paris une *Association technique maritime* ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1^o En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale ;

2^o En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes ;

3^o En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation.

ART. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, dans le courant du mois de décembre, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

§ 2. Le titre de *membre honoraire* pourra être donné aux personnes auxquelles l'Association désirera conférer une distinction honorifique.

§ 3. Aurent droit au titre de *membre fondateur* les membres du Comité d'organisation et les premiers adhérents.

§ 4. L'admission provisoire des membres nouveaux sera prononcée par le Bureau. L'admission sera rendue définitive par le vote de l'assemblée générale.

Administration.

ART. 3. — L'Association sera administrée par son Bureau, composé d'un président, de six vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire-adjoint et d'un trésorier.

Le Bureau s'adjoindra un certain nombre de membres adhérents, pouvant s'élever à vingt, pour former un *Comité d'études* qui examinera les communications adressées à l'Association, décidera s'il y a lieu de les publier dans le *Bulletin* ou de les lire à l'assemblée générale, prendra toutes les mesures propres à favoriser le développement de l'Association, la création d'archives aussi complètes que possible, etc.

§ 1. Ce Comité d'études se réunira sous la présidence du président ou de l'un des vice-présidents, chaque fois que le Bureau le jugera nécessaire.

§ 2. Les fonctions du secrétaire général consisteront à diriger la correspondance de l'Association, à tenir les procès-verbaux de toutes les séances, à s'occuper de la publication des Mémoires, à prendre soin de la bibliothèque et des collections de la Société, à diriger la préparation des comptes.

§ 3. Le secrétaire général sera assisté du secrétaire et du secrétaire-adjoint. Ce dernier sera chargé spécialement de la bibliothèque et de l'impression du *Bulletin de l'Association*.

Assemblée générale.

ART. 4. — Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, au siège provisoire de la Société, rue Daunou, 18.

§ 1. L'ordre du jour de l'assemblée générale sera fixé ainsi qu'il suit :

- 1° Lecture des rapports du Comité d'études et du trésorier;
- 2° Élection du Bureau pour l'année suivante;
- 3° Lecture et discussion des Mémoires approuvés par le Comité d'études;
- 4° Modification des statuts s'il y a lieu.

Le nouveau Bureau entrera en fonctions à partir de la clôture de l'assemblée générale.

Cotisations.

ART. 5. — § 1. Les membres adhérents payeront une cotisation annuelle de 30^{fr.} et recevront en échange le *Bulletin de l'Association*.

La cotisation annuelle pourra être remplacée par un paiement unique de 400^{fr}, qui donnera droit au titre de souscripteur perpétuel.

§ 2. A défaut de paiement pendant deux années consécutives, le Bureau pourra proposer la radiation.

Le Bureau pourra accorder des dispenses de cotisation aux membres et associés qui se trouveront dans des conditions spéciales, ou accepter en paiement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Les membres honoraires ne payeront pas de cotisation.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1^{er} janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. La première année se comptera à partir du 1^{er} janvier 1889.

Emploi des fonds.

ART. 6. — Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association seront employées au paiement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du *Bulletin*, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année seront placées par les soins du Bureau et réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

Dispositions légales.

ART. 7. — Nul ne peut être élu membre du Bureau s'il n'est Français et s'il ne jouit pas de ses droits civils et politiques.

ART. 8. — Le président de la Société fera connaître en temps utile à l'autorité les changements qui viendront à se produire dans la composition du Bureau.

Il adressera chaque année à M. le Préfet de police un compte rendu sur la situation morale et financière de la Société.

ART. 9. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

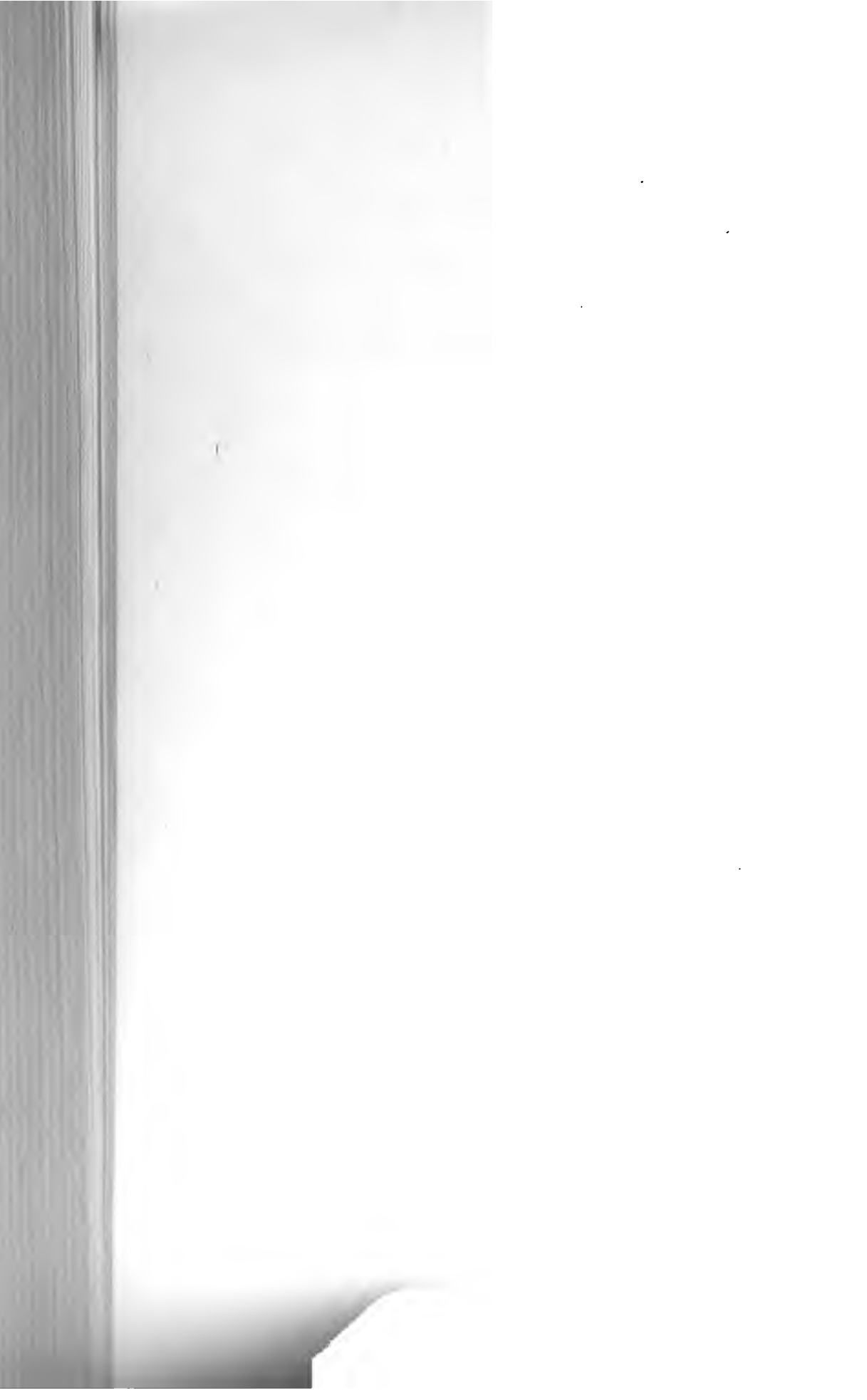
ART. 10. — Les modifications statutaires qui seraient adoptées ne pourront être mises en vigueur sans l'approbation préalable de l'autorité.

ART. 11. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une assemblée générale et à la majorité des deux tiers des membres présents.

ART. 12. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une Société scientifique ou à une Société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'assemblée générale.

NOTA. — Les correspondances, Mémoires, brochures, livres, journaux, etc., doivent être adressés à M. le secrétaire général de l'Association technique maritime, 8, place de la Bourse, à Paris.

Les cotisations non encore payées peuvent être adressées à M. Borja de Mozota, trésorier, Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris.



ANNÉE 1894-95.

Président d'honneur de l'Association :

M. FÉLIX FAURE, Président de la République.

MEMBRES DU BUREAU.

Président :

M. DE BUSSY, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.

Président d'honneur :

M. le Vice-Amiral THOMASSET.

M. J.-A. NORMAND, Constructeur de navires au Havre.

M. CH. MOUTIER, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.

Vice-présidents :

M. E. PÉRIGNON, Ingénieur.

M. DAYMARD, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.

M. BIERNAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime.

M. le Contre-Amiral SERRES.

Secrétaire général :

M. L. PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

Secrétaire :

M. L. VIVET, Ingénieur au Bureau Veritas.

Secrétaire-adjoint :

M. L. MULLER, Capitaine au long cours.

Trésorier :

M. BORJA DE MOZOTA, Chef du Service administratif du Bureau Veritas.

COMITÉ D'ÉTUDES.

MM. LES MEMBRES DU BUREAU

et **MM. CARIÉ**, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

DOYÈRE, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.

DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs réunis.

LECLERT, Ingénieur de la Marine en retraite.

MENIER (G.), Ingénieur civil.

NOEL, Ingénieur de la Marine en retraite.

RUEFF, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.

WIDMANN, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

LISTE GÉNÉRALE DES MEMBRES.

MM.

- ALLEST (D'), Directeur des Ateliers Fraissinet, à Marseille.
ANASTASIOU, Ingénieur de la Marine hellénique, à Athènes.
AUROUS, Directeur des Constructions navales en retraite.
AUROUS, Ingénieur de la Marine, à Brest.
BACOT, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
BAL (Ed.), Administrateur délégué du Bureau Veritas.
BARBA, ancien Ingénieur de la Marine, ancien Ingénieur en Chef des usines du Creusot.
BARTHELET, Directeur du *Sémaphore*, à Marseille.
BELAMY, Inspecteur du Bureau Veritas, à Nantes.
BERNARD, Directeur de la *Banque maritime*.
BERNARD, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, au Havre.
BERRYER-FONTAINE, Directeur des Constructions navales, à Toulon.
BERTIN, Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, à Paris.
BIDERMANN, Ingénieur.
BIENAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime.
BOISSEVAIN, Inspecteur du Bureau Veritas, à Marseille.
BONDY (vicomte L. DE), Président de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde
Paris.
BORJA DE MOZOTA, Chef du Service administratif du Bureau Veritas.
BOUCHER, Ingénieur-Mécanicien.
BOUCLEY, Directeur de la Corderie Centrale, à Paris.
BROTHERHOOD, Ingénieur (S. P.).
BUSSY (DE), Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Ingénieur conseil de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire.
CABROL (Baron Ph. DE), Administrateur Délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.
CADIAT, Directeur des Établissements Mouraille, à Toulon.
CANET, Directeur du service de l'artillerie aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.
CARIÉ, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
CHAPMAN, Ingénieur civil.
CHAUDOYE, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.
CHEVREUX, Ingénieur civil des Constructions navales.
CLAPARÈDE (Cl.), Ingénieur-Constructeur, à Argenteuil.
CLAPARÈDE (Fr.), Ingénieur-Constructeur, à Argenteuil.
CLAUZEL, Ingénieur de la Marine.
CLEEF (J.-E. VAN), Ingénieur de la Marine néerlandaise, Département de la Marine
Soerabaya.
CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
COP, Ingénieur de la Marine des Pays-Bas.
COVILLE, Ingénieur en Chef des Chantiers de Gravelle, le Havre.

MM.

- CRETZ, Ingénieur de la Société Cockerill.
- CRONEAU, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École d'Application du Génie maritime, à Paris.
- CROSNIER, Ingénieur aux anciens Établissements Cail.
- DARLAUD, Fondateur de pouvoirs de la *Foncière-Transports*.
- DAYMARD, Ingénieur en Chef de la Compagnie Générale Transatlantique, à Paris.
- DEGOIX, Assureur maritime.
- DEINSE (VAN), Inspecteur de l'Association néerlandaise d'assurances maritimes.
- DELAITRE, Ingénieur de la Marine en retraite, Ingénieur à la Compagnie de l'Ouest.
- DELAUNAY-BELLEVILLE, Président de la Chambre de Commerce, à Paris.
- DELZONS, Représentant à Paris de la *Maatschappij de Maas*, de Rotterdam.
- DEWULF, Capitaine au long cours, Inspecteur du Lloyd, à Dunkerque.
- DEZEUSTRE, Assureur maritime, à Boulogne-sur-Mer.
- DIBOS, Inspecteur technique de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*.
- DOYÈRE, Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, à Paris.
- DREYFUS (J.), Ingénieur.
- DREYFUS (M.), Administrateur-Délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.
- DRZEWIECKI (Stéphane), Ingénieur.
- DUBAR, Directeur de la succursale des anciens Établissements Cail, à Saint-Denis.
- DUCHESNE, Ingénieur au Bureau Veritas.
- DUDEBOUT, Ingénieur de la Marine, à Marseille.
- DULNIAU, Chef du Service des machines aux usines du Creusot.
- DUMINY, Ingénieur en Chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, au Havre.
- DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, à Paris.
- DUPRÉ, Ingénieur de la Marine, Lorient.
- DUPRÉ (M.), Capitaine de frégate.
- ELGAR (Francis), Vice-Président de l'*Institution of Naval Architects*.
- ELLIS, Inspecteur du Bureau Veritas, à Liverpool.
- EVERS, Ingénieur civil, au Havre.
- FARAMOND DE LAFAJOLE (DE), Ingénieur des Arts et Manufactures.
- FÉLIX FAURE, Président de la République.
- FERRAND, Ingénieur des Constructions navales.
- FLEURET, Ingénieur civil.
- FLICHE, Ingénieur de la Marine en retraite, attaché aux usines du Creusot.
- FOULD (Henri), Président de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.
- GALLICE, Yachtman.
- GARNIER, Ingénieur de la Marine, à Toulon.
- GAUTHIER, Sous-Directeur technique des Messageries maritimes, à la Ciotat.
- GAUTHIER-VILLARS, ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur.
- GAUTHIER-VILLARS (Albert), ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur.
- GEFFRIN, Inspecteur du Bureau Veritas, à Dunkerque.
- GODARD, Ingénieur de la Marine, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.
- GODET, Ingénieur de la Corderie Centrale, au Havre.
- GOYETCHE, Assureur maritime, à Bordeaux.
- GROLOUS, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique.

MM.

- GUÉRIN DE LITEAU, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique.
GUICHARD, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
GUILLAUME (E.), Ingénieur de la Marine, Rochefort.
GUILLET DE LA BROsse, Ingénieur.
GUYOU, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.
HARADA, Ingénieur à l'Arsenal de Yokoska (Japon).
HAUSER, Ingénieur de la Marine.
HEER (H. DE), Ingénieur de la Marine néerlandaise, Département de la Marine, Batavia.
HUBAG, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
HUYGHENS, Constructeur de navires, à Amsterdam.
JANSEN, Ingénieur civil, à Maestricht.
JULLIEN (Marius).
KIRKALDY, à Londres.
LAFERTÉ, de la maison Schneider, à Paris.
LARUE, Directeur de la Compagnie générale de la Navigation, à Lyon.
LAUBEUF, Ingénieur de la Marine, à Paris.
LECLERT, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
LECOINTE, Ingénieur de la Marine de l'État, Belgique.
LE COUR GRANDMAISON, Ancien député, Armateur à Nantes.
LEDoux, Ingénieur en Chef au corps des Mines, à Paris.
LEGRU, Ingénieur civil.
LELIEVRE, Ingénieur chargé de l'Agence maritime de la Société de Denain et d'Anvers
à Dunkerque.
LEROY (J.), Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*, à Calais.
LESAUVAGE, Directeur des Chantiers Satre, à Arles.
LEVERD, Courtier-Juré d'Assurances, à Paris.
LEKHOTCHOF, Vice-Amiral (Marine Impériale Russe).
LOIR, Lieutenant de vaisseau.
LUCARDIE, Directeur de la *Maatschappij de Maas*, Rotterdam.
MADAMET, Directeur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Marseille.
MALLET, Sous-Directeur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MARREC, Ingénieur des Constructions navales. à Toulon.
MARC, Propriétaire de yachts, Directeur de *l'Illustration*.
MAUPEOU D'ABLEIGES (DE), Directeur des Constructions navales, à Lorient.
MAW, Ingénieur, à Londres.
MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en Chef des Constructions navales à l'Arsenal de Scrabbe.
MENIER (Gaston), Ingénieur civil.
MENIER (Henri), Ingénieur civil.
MERVEILLEUX DU VIGNEAUX, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
MILLAR (Sir W. Armstrong, Mitchell et Co, à Newcastle).
MOUTIER, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MULLER, Capitaine au long cours.
NICLAUSSE, Administrateur-Délégué de la Société des Générateurs inexplosibles Collet.
NOEL (Charles), Ingénieur des Constructions navales en retraite.
NORMAND (J.-A.), Ingénieur-Constructeur au Havre.
PAINVIN, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire. à Saint-Nazaire.

MM.

- PÉRIGNON, Ingénieur des Arts et Manufactures.
PERRÉGAUX, Ingénieur civil.
PETITHOMME, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Nantes.
PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
PIHLGREN, Directeur des Constructions navales, Stockholm.
PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
POUDAVIGNE, Agent de la Compagnie des Chargeurs Réunis, au Havre.
PRADEL, Directeur des Chantiers du Creusot, Chalon-sur-Saône.
PRUDON, Mécanicien principal de la Marine, en retraite, attaché aux usines du Creusot, Cherbourg.
REUNER, Ingénieur en Chef de la Compagnie Impériale et Royale de Navigation à vapeur sur le Danube.
RISBEC, Ingénieur de la Marine, Directeur des Ateliers des Messageries maritimes, à la Ciotat.
ROCHE, ancien Ingénieur de la Marine, Directeur de l'usine à gaz de Nevers.
ROSSEL, Agent principal de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
ROTHSCHILD (baron Arthur de), Propriétaire de yachts.
ROTHSCHILD (baron Edouard de), Propriétaire de yachts.
ROVERS, Inspecteur du Bureau Veritas, à Amsterdam.
RUEFF, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.).
SABATHIER, Ingénieur au Bureau Veritas, Le Havre.
SALVERT-BELLENAVE (DUTOIR DE), Ingénieur de la Marine, à Toulon.
SATRE (Henri), Constructeur, à Lyon.
SAUTTER, Ingénieur de la maison Sautter, Harlé et C^{ie}, à Paris.
SCHNEIDER (Henri), Directeur des Établissements du Creusot.
SCIAMA, Directeur de la maison Breguet, à Paris.
SERRES (Contre-Amiral).
SIEBERS, Ingénieur des Constructions navales, Sørabaya.
STAPPER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur, à Marseille (S. P.).
THIRION, Ingénieur-Constructeur.
THOMASSET (Vice-Amiral).
TOUSSAINT, Chef du Service des Ateliers et Constructions des usines du Creusot.
TURBOT, Fabricant de chaînes, à Anzin.
VASCONCELLOS (J. de), Ingénieur des Constructions navales, à Lisbonne.
VERMAND, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales, au Bureau Veritas.
VOISIN (E.), Capitaine au long cours.
WAHL, Ingénieur de la Marine, à Paris.
WETHERBEE, Élève libre à l'École d'Application du Génie Maritime.
WEYL.
WHITE (Sir William), Assistant Controller et Directeur des Constructions navales de la Marine Royale d'Angleterre, Membre de la Société Royale de Londres.
WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
WOODWARD, Ingénieur des Constructions navales, Newport News ship building C^o, Newport News, Virginia, E. U.
-



CINQUIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

17 ET 18 JANVIER 1895.

La cinquième Assemblée générale des Membres de l'Association technique maritime, qui avait été primitivement fixée au mois de décembre 1894, a été, comme l'année précédente, ajournée à un mois, à la demande des auteurs de plusieurs Mémoires. Elle a tenu deux séances, les 17 et 18 janvier 1895, 18, rue Daunou, à Paris.

La première séance a été ouverte à 8^h et demie du soir, sous la présidence de M. J.-A. Normand, vice-président, M. de Bussy s'étant fait excuser pour raison de santé.

M. le Président rappelle que les membres du Parlement, réunis en Congrès à Versailles, viennent d'élire, quelques instants auparavant, comme Président de la République, M. Félix Faure, membre de l'Association. Il croit être l'interprète des sentiments de tous en proposant de voter une adresse de félicitations au nouvel élu. Cette proposition est adoptée à l'unanimité des membres présents.

Le Trésorier donne ensuite lecture du compte rendu de la situation financière de l'Association, qui s'établit comme ci-après, et les comptes sont approuvés par l'Assemblée.

État des recettes et dépenses au 31 décembre 1894.

Recettes.

Solde de l'exercice 1893 (arrêté au 31 décembre).....		6460 ^{tr} ,06
Cotisations 1892.....	30	
» 1893.....	1320	
» 1894.....	3584,60	4934,60
Vente de <i>Bulletins de l'Association</i>		323
Intérêts de 2 obligations P.-L.-M. fus. (janv., juillet). 27		
» 5 » (juillet).....	33,75	60,75
		<u>11778,41</u>

Dépenses.

Loyer et gratification.....	350 ^{fr}
Achat de 5 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100.....	2291,95
Note de l'impression du <i>Bulletin</i> n° 4.....	3101,30
» du relieur.....	275
Affranchissements, ports de lettres, expéditions de Mémoires, envois des <i>Bulletins</i> , frais d'encaissement, etc.....	454,95
Solde en caisse.....	5305,21
	11778,41

Après cet exposé, le Président met aux voix l'élection du Bureau pour l'année 1895. Les membres sortants sont tous réélus à l'unanimité.

Puis l'Assemblée ratifie les admissions de membres nouveaux, déjà prononcées provisoirement par le Bureau.

Le Président informe ensuite l'Assemblée que, en raison des occupations professionnelles auxquelles sont assujettis les membres du Bureau, il est difficile de les réunir en nombre suffisant, dans le courant de l'année, aussi souvent qu'il serait désirable. Il paraît donc nécessaire d'en augmenter le nombre. En conséquence, le Président propose, d'accord avec ses collègues du Bureau, de modifier les Statuts de l'Association ainsi qu'il suit :

1° Le nombre des vice-présidents, actuellement limité à quatre, sera porté à six ;

2° Le nombre maximum des membres du Comité d'études, actuellement limité à dix, pourra s'élever à vingt.

Ces modifications aux Statuts sont adoptées à l'unanimité.

A la suite de ce vote, sont élus vice-présidents, à l'unanimité, les deux candidats proposés par le Bureau, à savoir :

MM. le Contre-Amiral *Serres* ;

L'Inspecteur général du Génie maritime *Bienayme*.

Il est enfin procédé à la lecture et à la discussion des Mémoires présentés.

*Texte de l'adresse de félicitations votée par l'Association technique maritime
à M. Félix FAURE, Président de la République.*

MONSIEUR LE PRÉSIDENT,

L'Association technique maritime, qui a l'honneur de vous compter parmi ses membres, et qui se trouvait réunie pour la première séance de sa session annuelle à l'heure même où l'Assemblée nationale vous portait à la Magistrature suprême de la République, a chargé, à l'unanimité des membres présents, son Bureau, de vous adresser, avec ses chaleureuses félicitations, l'expression de ses sentiments les plus respectueusement dévoués.

(Suivent les signatures des membres du Bureau.)

M. de Bussy, Président de l'Association, a reçu, en réponse à cette adresse, la lettre suivante :

MONSIEUR LE PRÉSIDENT DE L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME,

Le Président de la République a été très sensible aux félicitations que vous lui avez adressées en votre nom et au nom des membres de l'Association. Il m'a chargé de vous exprimer ses vifs remerciements et de vous prier de les transmettre à tous vos collègues.

Recevez, Monsieur, l'assurance de mes sentiments les plus distingués.

Le Chef du Secrétariat particulier,

(Signé) BLONDEL.



DES LOIS DE SIMILITUDE

DANS DIVERSES QUESTIONS DE CONSTRUCTION NAVALE,

PAR M. J.-A. NORMAND.

La théorie de la similitude, telle qu'elle est établie aujourd'hui, suffit sans doute à la solution des problèmes examinés dans cette Note; mais peut-être les règles ainsi déterminées ne comporteraient-elles pas le degré d'évidence nécessaire. J'ai préféré traiter ces questions d'une manière qui est moins élégante à coup sûr, mais dont les résultats ne peuvent laisser place à aucun doute.

De la similitude dans les machines à vapeur.

Quand des plans de machines fonctionnant à une pression déterminée ont été établis à une certaine échelle, peuvent-ils être appliqués à une échelle différente tout en présentant les mêmes garanties de bon fonctionnement?

Nous examinerons d'abord les efforts statiques en supposant que le poids des organes est négligeable comparativement aux efforts de la vapeur.

Frottement. — Les efforts sur les surfaces motrices et résistantes varient comme le carré des dimensions linéaires, les charges par unité de surface changent pas.

Résistance des organes. — Pour la même raison, les organes agissant par compression et extension supportent des charges identiques par unité de section, quelle que soit l'échelle.

Pour ceux qui agissent par flexion, la charge R par unité de section est

$$R = \frac{PLd}{I},$$

l'expression dans laquelle P est la charge, L le bras de levier, d la distance de la fibre la plus éloignée de la fibre neutre, I le moment d'inertie.

P est proportionnel au carré des dimensions linéaires, L et d à la simple puissance, I à la quatrième, R est donc indépendant de l'échelle.

Il en est de même des efforts de torsion.

Pour les corps cylindriques soumis à des pressions intérieures ou extérieures invariables, les matériaux sont également chargés quand les épaisseurs varient comme les dimensions linéaires. Cette règle peut être étendue à des volumes de forme quelconque.

Ainsi donc, en ce qui touche les charges statiques, les matériaux sont soumis à des efforts identiques par unité de section et, si leur résistance spécifique est indépendante des dimensions, les conditions de sécurité restent les mêmes, quelle que soit l'échelle.

Nous allons considérer maintenant les efforts dus à l'inertie des pièces en mouvement. Il est à peine nécessaire de faire observer que ce qui suit n'a aucune importance pour les appareils à allure très lente, tels que les machines à roues.

Pour qu'ils ne varient pas avec l'échelle, il faut évidemment que ces efforts, comme les efforts statiques, soient proportionnels au carré des dimensions linéaires.

Il suffira de considérer les efforts d'inertie principaux, ceux des pistons et de leurs accessoires.

Soient

F l'effort dû à l'inertie en kilogrammes;

P le poids des pièces mobiles en kilogrammes;

C la course des pistons en mètres;

n le nombre de tours par seconde;

φ l'angle de la manivelle avec l'axe du cylindre prolongé;

m le rapport de la bielle à la manivelle.

On a

$$F = -2,01 PC n^2 \left(\cos \varphi + \frac{1}{m} \cos 2\varphi \right).$$

P variant comme le cube et C comme la simple puissance des dimensions linéaires, il faut, pour que F soit proportionnel au carré, que le nombre de tours n soit inversement proportionnel à ces dimensions.

La règle ordinaire d'après laquelle on estime, toutes choses égales d'ailleurs, la valeur de l'inertie par la vitesse linéaire des pistons est donc exacte.

Efforts dus à l'inertie des masses fixes et mobiles de la machine dans les mouvements du navire. — A ce point de vue, la loi de similitude est en défaut, et il convient de tenir compte, pour les organes dont la résistance est ainsi mise en jeu, de la vivacité et de l'amplitude de ces mouvements.

Ici, une remarque est nécessaire. Certaines machines puissantes, montées dans des coques très légères, ne pourraient pas fonctionner convenablement sans être fixées à divers points de la coque. Les attaches ainsi disposées sont indispensables, non seulement à cause de la faiblesse de la base, mais encore à cause de la liaison insuffisante des parties hautes de la machine avec la

plaque de fondation. En réalité, la coque contribue à la solidité de la machine. Cet arrangement serait inadmissible, à moins de dispositions spéciales, dans de très grandes coques, en raison des efforts excessifs qui résulteraient sur l'appareil. Les dimensions des machines de ce genre pourraient donc généralement pas être augmentées indéfiniment.

J'ai construit des appareils qui se trouvaient dans ces conditions, mais celles de mes derniers torpilleurs, bien qu'également reliées à plusieurs points de la coque, le sont dans un but différent. Invariables de figure, elles présentent une solidité supérieure à celle de la coque dont la liaison avec l'appareil diminue les vibrations. Fixées uniquement sur une base suffisamment solide, elles fonctionneraient dans les mêmes conditions au bord. Les règles ci-après posées leur sont donc applicables sous les réserves suivantes :

Si l'on considère que des angles de roulis de 40 à 45° ont été observés coïncidant parfois, comme dans certains cuirassés étrangers, avec une durée d'oscillation relativement courte, il semble qu'il conviendrait de donner aux machines verticales, reliées à la coque uniquement par la base, une résistance, contre les efforts de ce genre, telle que la machine pût, à l'atelier, fixée sans aucune fatigue ni flexion appréciable, les axes des cylindres être horizontaux. Dans cette position, la charge par unité de section, sur les bases, est proportionnelle aux dimensions linéaires. Il en résulte que les organes soumis à ces efforts particuliers doivent augmenter, avec la grandeur, plus vite que l'échelle ne l'indique. Il en résulte encore que le poids de l'appareil mécanique croît un peu plus vite que le cube des dimensions linéaires.

Chutes de pressions. — Les sections d'écoulement de vapeur variant comme le carré et le volume à débiter comme le cube, il faut, ainsi que pour les efforts d'inertie des pièces mobiles, que le nombre de tours soit inversement proportionnel aux dimensions linéaires pour que les chutes de pression soient indépendantes de l'échelle.

En résumé, et sous les réserves spécifiées plus haut, *un plan de machine fonctionnant à une pression de vapeur déterminée peut être exécuté à l'échelle quelconque, sans que les conditions de charges des matériaux et des surfaces frottantes ainsi que de chutes de pression de vapeur soient modifiées, pourvu que le nombre de tours soit inversement proportionnel aux dimensions linéaires.*

La puissance de la machine, dans les mêmes conditions relativement aux forces d'inertie, est alors proportionnelle au carré des dimensions linéaires et son poids par cheval aux dimensions linéaires.

Il est bien entendu que nous entendons ici par machine le groupe des cylindres et les organes qui en dépendent : arbres, plaque de fondation, bielles, etc., et non les condenseurs et l'appareil évaporatoire.

J'ai construit fréquemment des machines de dimensions différentes sur

plans uniques par simple changement d'échelles et de cotes. Il en résulte une grande économie de temps et de travail.

Ainsi, les machines des torpilleurs russes *Revel* et *Sveaborg*, exécutées en 1885, sont semblables à celles du type *Balny*, l'échelle étant augmentée dans le rapport 1,19, et en 1891 les plans de machines des torpilleurs de première classe type 147 ont servi à la construction de celles des torpilleurs à deux hélices type *Lancier* et du steamer *Augustin-Normand*, l'échelle étant réduite à 0,90 dans le premier cas et à 0,81 dans le second.

L'industrie métallurgique a fait de si grands progrès dans l'exécution des grosses pièces d'acier moulé et forgé, que j'emploierais sans crainte ces derniers plans à la construction d'appareils beaucoup plus grands, 3000 à 4000 chevaux, par exemple, après y avoir apporté les perfectionnements dont l'expérience a démontré l'utilité, et en tenant compte aussi des efforts particuliers dus aux mouvements du navire à la mer.

Le Tableau suivant résume les lois de similitude appliquées aux appareils mécaniques proprement dits et aux carènes, l'utilisation étant supposée constante. Il est clair que la similitude des carènes ne doit pas exister quand les proportions, la grandeur absolue et la vitesse varient; les expressions renfermant la vitesse V et le déplacement D sont donc simplement approximatives. Enfin, les proportions des hélices obligent parfois à modifier le nombre de tours. Aussi le Tableau comporte-t-il deux colonnes : dans la première, le nombre des tours est supposé indépendant; dans la seconde, il est supposé avoir une valeur maxima, c'est-à-dire telle que la machine reste dans les mêmes conditions relativement aux forces d'inertie. Les valeurs de la première colonne sont seules d'une application générale.

Valeurs proportionnelles, le nombre de tours étant	
indépendant des dimensions linéaires de la machine.	maximum, c'est-à-dire tel que le rapport des efforts d'inertie aux efforts statiques soit constant.
Puissance	F
	$n \lambda^3$
	$V^2 D^{\frac{2}{3}}$
Dimensions linéaires de l'appareil méca- nique proprement dit	λ
	$\left(\frac{F}{n}\right)^{\frac{1}{3}}$
	$\frac{VD^{\frac{2}{3}}}{n^{\frac{1}{3}}}$
	$F^{\frac{1}{2}}$
	$V^{\frac{3}{2}} D^{\frac{1}{2}}$

Valeurs proportionnelles, le nombre de tours étant			maximum, c'est-à-dire tel que le rapport des efforts d'inertie aux efforts statiques soit constant.
	indépendant des dimensions linéaires de la machine.		
Nombre de tours.....	$n \left\{ \begin{array}{l} \frac{F}{\lambda^3} \\ \frac{V^3 D^{\frac{2}{3}}}{\lambda^3} \end{array} \right.$		$\frac{1}{\lambda}$ $\frac{1}{F^{\frac{1}{3}}}$ $\frac{1}{V^{\frac{2}{3}} D^{\frac{1}{3}}}$
Vitesse du bâtiment.....	$V \left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{F}{D^{\frac{2}{3}}} \right)^{\frac{1}{3}} \\ \lambda \left(\frac{n}{D^{\frac{2}{3}}} \right)^{\frac{1}{3}} \end{array} \right.$		$\left(\frac{\lambda}{D^{\frac{2}{3}}} \right)^{\frac{2}{3}}$
Déplacement.....	$D \left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{F}{V^3} \right)^{\frac{2}{3}} \\ \left(\frac{n \lambda^3}{V^3} \right)^{\frac{2}{3}} \end{array} \right.$		$\left(\frac{\lambda}{V^{\frac{3}{2}}} \right)^3$
Poids de l'appareil mécanique proprement dit sans condenseur ⁽¹⁾	$\left\{ \begin{array}{l} \lambda^3 \\ \frac{F}{n} \\ \frac{V^3 D^{\frac{2}{3}}}{n} \end{array} \right.$		$F^{\frac{3}{2}}$ $V^{\frac{3}{2}} D$
Poids par cheval de l'appareil mécanique proprement dit sans condenseur ⁽¹⁾	$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{n} \\ \frac{F}{n^2 \lambda^3} \end{array} \right.$		λ $F^{\frac{1}{2}}$ $V^{\frac{3}{2}} D^{\frac{1}{3}}$
Rapport des dimensions linéaires de la ma- chine à celles de la coque.....	$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\lambda}{D^{\frac{1}{3}}} \\ \left(\frac{F}{n D} \right)^{\frac{1}{3}} \end{array} \right.$		$V^{\frac{3}{2}}$ $\left(\frac{F}{D^{\frac{2}{3}}} \right)^{\frac{1}{2}}$

⁽¹⁾ A cause des efforts dus aux mouvements du navire et de la diminution de résistance spécifique des organes de grande dimension, les poids absolus et par cheval doivent généralement varier un peu plus rapidement que ne l'indique le Tableau.

Ce Tableau paraît utile pour l'établissement de projets quand on possède des types de machines et des types de carènes satisfaisants et aussi rapprochés que possible de ceux que l'on a en vue. Il permet, en effet, de déterminer approximativement un quelconque des éléments principaux, les autres étant admis *a priori*.

Supposons, par exemple, qu'il s'agisse de faire un projet de croiseur ayant une puissance et une vitesse déterminées et admettons que les hélices permettent de profiter toujours du maximum du nombre de tours compatible avec les forces d'inertie : ce sont là les conditions les plus favorables au point de vue des poids et de l'encombrement.

Le Tableau montre que l'échelle linéaire des machines est proportionnelle à $F^{\frac{1}{2}}$. La hauteur des machines est ainsi connue d'après les types choisis, et l'on voit immédiatement quelle sera la position la plus basse que l'on puisse donner au pont cuirassé pour admettre des machines verticales et quelles devront être les dimensions et la hauteur des machines.

Le Tableau fournit, en outre, le poids de l'appareil mécanique proportionnel à $F^{\frac{3}{2}}$, et le déplacement proportionnel à $\left(\frac{F}{V^3}\right)^{\frac{3}{2}}$.

Si l'on se fixait, au contraire, le déplacement et la vitesse, on déterminerait l'échelle de la machine proportionnellement à $D^{\frac{1}{2}} V^{\frac{3}{2}}$, la puissance proportionnellement à $V^3 D^{\frac{2}{3}}$ et le poids de l'appareil mécanique proportionnellement à $V^{\frac{3}{2}} D$.

Avant de rien arrêter définitivement, il est toujours utile de vérifier si le nombre de tours est compatible avec de bonnes proportions d'hélices.

Il serait intéressant de calculer les coefficients des diverses valeurs proportionnelles du Tableau pour les types les plus récents et réputés les meilleurs.

Le rapport des dimensions linéaires de la machine à celles de la coque est proportionnel à la puissance $\frac{2}{3}$ de la vitesse et indépendant de la grandeur absolue.

Supposons que l'on possède une coupe d'un bâtiment type, un croiseur par exemple, dans laquelle est figurée la machine et admettons que l'on veuille, en modifiant le programme, porter la vitesse de 20 à 22 nœuds.

Quelle que soit l'échelle réelle du plan et alors même que le déplacement varierait dans des limites étendues, de 4000 à 6000 tonnes, par exemple, les dimensions linéaires de la machine relativement à celles de la coque devront augmenter dans le rapport

$$\left(\frac{22}{20}\right)^{\frac{2}{3}} = 1,152.$$

On voit immédiatement si la solution du problème est possible sans modifier

profondément la disposition des machines, le système protecteur de la coque ou les formes de la carène.

Il ne faut pas oublier en outre que le rapport de la longueur de l'appareil à celle de la coque augmente de même; l'appareil s'étendra donc vers les parties plus affinées de la carène, ce qui augmentera les difficultés de l'installation, à moins que l'on ne partage l'appareil évaporatoire en deux groupes, l'un à l'avant et l'autre en arrière de la machine.

Il résulte du Tableau que, tandis que le poids des appareils évaporatoires et condensateurs varie simplement comme la puissance F , celui de l'appareil mécanique varie au minimum comme $F^{\frac{1}{2}}$. En réalité, les premiers poids doivent varier un peu plus vite que F , les difficultés de l'alimentation augmentant avec le nombre des chaudières et les seconds poids, un peu plus vite que $F^{\frac{1}{2}}$, parce que la résistance spécifique des matériaux diminue légèrement avec la grandeur absolue, et que les dimensions des organes soumis aux efforts qui résultent des mouvements du navire doivent varier plus vite que l'échelle. L'expression du poids d'un appareil moteur est donc, au minimum, de la forme

$$aF + bF^{\frac{1}{2}}.$$

Le second terme étant beaucoup plus élevé que le premier dans les grands appareils, on voit combien la proportionnalité du poids à la puissance, que l'on admet fréquemment dans des limites étendues, s'écarte de la vérité.

Ainsi, dans ma *Note sur la variation de la charpente des navires*, lue il y a deux ans, j'ai commis cette erreur. J'admettais que le poids de l'appareil moteur complet, dans l'équation du déplacement, était, comme la puissance, proportionnel à L^2V^3 , L étant la dimension linéaire de la carène et V la vitesse.

L'expression vraie eût dû être, au minimum, de la forme

$$aL^2V^3 + bL^2V^{\frac{5}{2}}.$$

L'importance des poids variant comme le cube des dimensions de la carène étant plus grande, on aurait trouvé alors que l'avantage de la grande dimension absolue au point de vue de la vitesse est moindre et que, en raison du poids de charpente qui devrait varier en partie comme la quatrième puissance des dimensions, le déplacement correspondant au maximum de vitesse est plus faible que je ne le supposais. L'opinion que j'émettais sur l'inutilité d'accroître indéfiniment les dimensions des grands paquebots pour augmenter la vitesse seule, et en dehors de toute considération commerciale, se fût donc trouvée renforcée.

Qu'on me permette ici une courte digression.

Je tiens à déclarer, en commençant, que je n'ai en vue, dans ce qui s

ni une flotte, ni un type de navires particuliers. Notre matériel naval n'est certes inférieur en qualité à celui d'aucune puissance.

Nous avons vu que le rapport des dimensions linéaires de la machine à celles de la coque est simplement proportionnel à $V^{\frac{3}{2}}$, c'est-à-dire qu'il est indépendant des dimensions absolues et qu'il croît rapidement avec la vitesse.

Or, tandis que, dans les grands paquebots rapides à deux hélices, on voit les cylindres atteindre le spardeck, l'appareil mécanique vertical de beaucoup de croiseurs de vitesse égale et même supérieure doit être logé sous un pont cuirassé situé à la hauteur de la flottaison, et alors même que les machines des premiers seraient, comme celles des seconds, abaissées autant que les formes de la coque le permettent, la disproportion des hauteurs des appareils serait encore excessive. La course dans les paquebots à triple expansion atteint parfois le diamètre du moyen cylindre : elle est toujours, dans les croiseurs, très notablement inférieure au diamètre du petit. Doit-on s'étonner que les ingénieurs dont les machines commerciales fonctionnent six, dix et même vingt jours sans arrêts s'estiment heureux quand ils ont fourni avec succès un essai à grande vitesse de quelques heures dans certains bâtiments militaires ?

La course est, en effet, la dimension linéaire la plus utile au bon fonctionnement et à l'élévation du rendement mécanique, et il est à peu près impossible de lui donner une valeur suffisante avec le système de protection le plus généralement adopté, et cela, quels que soient les moyens employés.

L'un consiste à partager la puissance en deux machines placées bout à bout sur le même arbre. Théoriquement, la hauteur est réduite dans le rapport de $\sqrt{2}$ à 1 ; mais, par suite de l'affinement des formes et parfois aussi de la pente de l'arbre, l'allongement des appareils réduit dans une grande mesure l'avantage apparent. Cette disposition présente, en outre, le grave inconvénient de doubler le nombre des organes accouplés et par conséquent les chances de stoppages, l'avarie d'un seul organe entraînant l'arrêt de l'appareil entier. Le cas n'est nullement comparable à celui de deux machines indépendantes.

La réduction des dimensions dans le rapport $\sqrt{2}$ à 1 suppose que la machine reste dans les mêmes conditions relativement aux forces d'inertie ; c'est-à-dire que le nombre de tours est augmenté dans le rapport inverse des dimensions. Si, au contraire, le nombre de tours restait le même que dans la machine unique, soit afin d'améliorer le fonctionnement, soit parce que les proportions des hélices l'exigent, la réduction de dimensions serait seulement dans le rapport $\sqrt[3]{2}$ à 2.

L'autre moyen consiste à revenir aux machines horizontales ou légèrement obliques, malgré les inconvénients sérieux qui en résultent et bien que cet arrangement ne suffise pas pour fournir des proportions de machines convenables dès que la vitesse à atteindre est très élevée.

Le mécanicien auquel on a refusé une hauteur suffisante se trouve ainsi fatalement conduit, en attendant le jour où il pourra utiliser sans danger des pressions beaucoup plus élevées qu'aujourd'hui, à adopter des courses trop faibles, un nombre de tours trop grand, ou à doubler le nombre des organes accouplés : tels sont justement les trois facteurs des chances d'usure et d'avaries d'une machine. L'espace est aussi nécessaire aux chevaux-vapeur qu'aux chevaux-animaux ; il est non moins indispensable à l'endurance du personnel mécanicien et aux exigences d'une surveillance incessante.

Mais la lutte pour la vitesse se poursuit sans relâche. L'allègement continu des appareils évaporatoires, les progrès dans le rendement économique des machines conduisent à des réductions de poids que toutes les marines seront tentées d'utiliser pour accroître la vitesse. Le pont cuirassé dans le voisinage de la flottaison, qui était une gêne hier, deviendra un obstacle infranchissable demain. Évidemment, il faudra y renoncer : on peut le faire sans regret. Est-ce bien toutefois à un accroissement des vitesses maxima qu'il conviendrait d'employer les économies de poids réalisables aujourd'hui ?

Aux vitesses actuelles, si l'on donnait aux machines verticales les proportions nécessaires à un bon fonctionnement, elles dépasseraient très notablement la flottaison. Le cuirassement, surtout celui des murailles, indispensable, non seulement pour protéger l'appareil moteur, mais encore, ce qui est beaucoup plus important, pour assurer la flottabilité et la stabilité du bâtiment, absorberait la majeure partie des économies de poids, et l'importance de ce cuirassement augmenterait très rapidement avec les dimensions des appareils, c'est-à-dire avec les vitesses maxima. S'il reste quelque disponibilité ne devrait-il pas plutôt être employé à accroître, non plus la vitesse maxima, mais celle que le bâtiment peut soutenir par gros temps ?

Il en résulterait certainement une augmentation de poids de coque, car le résultat ne pourrait pas être obtenu uniquement en traçant les formes d'arrière et en immergeant les hélices pour éviter les emportements et en dissipant les œuvres mortes, de telle sorte qu'elles ne puissent recueillir aucune masse d'eau dangereuse. Il faudrait encore renforcer les échantillons généralement acceptés de la charpente et de l'accastillage.

La réduction de l'incidence, résultant de celle de la vitesse maxima, fournirait d'ailleurs une augmentation de déplacement de près de 3 pour 100 par nœud en moins.

Le bâtiment pourrait alors passer sous la lame sans fatigue, ainsi, du reste que les paquebots qu'il est destiné éventuellement à poursuivre, quel que soit l'état de la mer, et dont les plus mauvais temps n'allongent que de quelques heures des traversées de six jours.

La puissance n'étant pas augmentée, l'installation des machines serait plus facile, et il deviendrait possible de leur donner les proportions compatibles avec un bon fonctionnement.

De la similitude dans les essais de modèles et de navires.

Reech, d'abord, et Froude, ensuite, ont établi que, relativement à la résistance directe et plus spécialement à la formation des ondes, les vitesses correspondantes du modèle et du navire semblables sont proportionnelles à la racine carrée des dimensions linéaires ⁽¹⁾.

Il est intéressant de rechercher s'il en est de même au point de vue du soulèvement, de la diminution du déplacement qui paraît se produire aux vitesses extrêmes et aussi des phénomènes de rupture des cylindres d'eau actionnés par les propulseurs, dont l'*Association* m'a permis de l'entretenir, il y a un an.

Soulèvement. — Dans tout navire en mouvement, il existe une composante verticale de la résistance directe qui tend à soulever l'avant et à abaisser l'arrière. La composante de l'avant augmente indéfiniment avec la vitesse tandis que celle de l'arrière tend vers une limite finie, qui est atteinte lorsque le vide complet est obtenu dans cette partie. Aux vitesses extrêmes, la première est prépondérante et détermine un soulèvement.

Le ricochet des projectiles est la démonstration expérimentale la plus évidente du phénomène.

L'effet se produit-il à la grande vitesse des bâtiments légers, tels que les torpilleurs? C'est probable, bien que l'amélioration de l'utilisation puisse être attribuée à d'autres causes.

S'il se produit, il est clair que les points homologues du phénomène sont ceux pour lesquels le rapport de la résistance directe au déplacement est le même dans le modèle et dans le navire, car il n'y a pas lieu d'attribuer aux forces résistantes des directions différentes dans le modèle et dans le navire. Le Tableau suivant montre qu'il en est ainsi quand les vitesses sont proportionnelles à la racine carrée des dimensions linéaires.

	Modèle.	Navire.
Dimension linéaire	1	Λ
Surface résistante	1	Λ^2
Déplacement.....	1	Λ^3
Vitesse	1	$\Lambda^{\frac{1}{2}}$
Résistance directe.....	1	$\Lambda^2 \left(\Lambda^{\frac{1}{2}} \right)^2 = \Lambda^3$
Rapport de la résistance directe au déplacement.....	1	1

Ainsi donc : Si l'on augmente indéfiniment les vitesses du modèle et du na-

⁽¹⁾ En 1870, j'ai étendu cette loi aux variations de l'acuité.

viere, leur déplacement sera diminué d'une même fraction aux vitesses proportionnelles à la racine carrée des dimensions linéaires.

Dans les expériences effectuées au port de Brest, les plus grandes vitesses obtenues dépassent à peine la moitié de celles pour lesquelles le phénomène aurait pu se manifester clairement ou, ce qui revient au même, les dimensions linéaires des modèles sont trois ou quatre fois trop grandes.

Rupture des cylindres d'eau actionnés par les propulseurs.

Commençons par établir que les reculs rapportés aux vitesses sont les mêmes quand celles-ci sont proportionnelles à la racine carrée des dimensions linéaires.

	Modèle.	Navire.
Dimensions linéaires.....	Λ	Λ
Surface propulsive, en mètres carrés.....	Λ^2	$\Lambda^2 A$
Surface résistante, en mètres carrés.....	S	$\Lambda^2 S$
Vitesse du bâtiment, en mètres par seconde ...	V	$\Lambda^{\frac{1}{2}} V$
Vitesse de l'eau actionnée, en mètres par seconde.	V'	$\Lambda^{\frac{1}{2}} V'$

Si nous désignons par R la résistance en kilogrammes par mètre carré de la surface résistante, laquelle est alors la même dans les deux cas, la résistance du modèle en kilogrammes est, en supposant l'entraînement nul,

$$RSV^2 = \frac{1026 \Lambda V'}{g} (V' - V),$$

et celle du navire

$$R \Lambda^2 S \Lambda V^2 = \frac{1026 \Lambda^2 A \Lambda^{\frac{1}{2}} V'}{g} (\Lambda^{\frac{1}{2}} V' - \Lambda^{\frac{1}{2}} V).$$

Les deux équations sont identiques, ce qui prouve l'exactitude de la proposition.

Donc les vitesses de recul de l'eau sont, comme les vitesses des bâtiments, proportionnelles à la racine carrée des dimensions linéaires.

Or la rupture des cylindres d'eau actionnés se produit quand la vitesse de remplacement qui se fait en raison de la racine carrée de la hauteur du point considéré en dessous de la flottaison (dimension linéaire) devient inférieure à la vitesse de recul.

Donc, pour chaque point homologue des hélices, la rupture se produit dans le modèle et dans le navire pour des vitesses proportionnelles à la racine carrée des dimensions linéaires.

La théorie de la similitude se trouve ainsi étendue aux deux phénomènes du soulèvement et de la rupture des colonnes d'eau propulsives. L'augmentation de résistance due à l'aspiration des propulseurs et l'inclinaison longitudinale due à la vitesse suivent encore la même loi.

Il est donc très probable que, par extension, on est en droit d'admettre la similitude complète, sauf peut-être en ce qui touche le frottement.

Les propulseurs ont une telle influence sur la résistance, et leurs effets dynamiques sont si importants pour l'utilisation que, si une étude plus complète confirmait cette opinion, il y aurait lieu, probablement, de remplacer les essais de traction de modèles par des essais de propulsion. Ceux-ci fourniraient des résultats d'une application immédiate, ce qui est loin d'être le cas pour ceux-là.

En attendant que l'on puisse transmettre une puissance électrique exactement mesurable, d'habiles artistes, comme il en existe plusieurs, construiraient certainement des moteurs mécaniques donnant une série de couples de rotation constants et suffisamment puissants et légers. Il suffirait, en effet, de fournir la course de très faible durée nécessaire à la constatation de la vitesse du modèle, parvenue à un régime uniforme. Une impulsion initiale réduirait beaucoup l'importance du travail accumulé indispensable.

Peut-être pourrait-on élucider ainsi plus facilement les phénomènes qui se produisent aux vitesses extrêmes.

Les frais d'essais seraient probablement moins élevés, une installation permanente devenant inutile.

Discussion du Mémoire de M. Normand.

M. CRONEAU dit qu'il y a un certain intérêt à relever les ponts blindés pour permettre de donner aux machines des courses de piston convenables; mais, au point de vue militaire, la protection demande, au contraire, l'abaissement du pont blindé au-dessous de l'eau. C'est une question d'autant plus importante que les étrangers ont des projectiles à forte capacité d'explosifs, munis de fusées Förster ou analogues, et qu'il faut s'efforcer de soustraire le pont protecteur au choc direct de ces engins. L'usage de trois hélices peut permettre, dans une certaine mesure, de concilier cette nécessité de la défense avec des proportions meilleures des cylindres.

L'emploi de trois machines, sur les navires auxquels on désire assurer une grande puissance, est d'ailleurs tout à fait à recommander. Lorsqu'on a voulu avoir seulement deux hélices jumelles sur les navires types *Hoche*, *Italia*, *Blake*, *New-York*, etc., on a mis sur chaque arbre deux machines bout à bout. Il n'est pas possible de marcher économiquement en se servant des machines d'un seul bord, ni en introduisant trop peu de vapeur, ni de la vapeur à trop faible pression dans toutes les machines à la fois. On a donc eu recours sur tous les navires à des systèmes de débrayage permettant de marcher avec les machines arrière seules. C'est une solution défectueuse, parce que l'embrayage demande un certain temps, d'autant plus que les paliers des machines *N* et *R* s'usent inégalement. Bien qu'on n'ait pas encore de chiffres, il est probable qu'il y a plus d'économie à marcher avec la machine centrale seule, sur un navire à trois hélices, les deux hélices latérales étant folles.

En laissant de côté cette question d'économie à faible allure, qui peut paraître en douteuse, il semble résulter des essais de la *Columbia* et du *Minneapolis* qu'aux grandes allures les navires à trois hélices permettent de réaliser, à puissance égale, une vitesse beaucoup plus considérable. M. Melville, l'éminent Chef constructeur de machines aux États-Unis, a montré, par l'analyse des essais du *Minneapolis*, du *New-York* et de l'*Olympia*, que le gain réalisé sur la puissance de propulsion, en mettant trois hélices au lieu de deux, était de 11.9 pour 100, quand on prend pour terme de comparaison le *New-York* et de 21 pour 100 quand on prend l'*Olympia*. En somme, jusqu'à ce jour, les trois hélices ont pour elles l'expérience.

M. GROLOUS demande d'où peut provenir cette supériorité de trois hélices.

M. DOYÈRE répond que si l'on emploie une même puissance F à faire tourner trois hélices au lieu de deux, de mêmes proportions (c'est-à-dire géométriquement semblables, même rapport $\frac{H}{D}$; même fraction de pas, etc.), le rapport de l'aire décrite par les pales (*disc-area*) à l'aire du maître-couple, $\frac{\pi D^2}{4 B^2}$, augmente notablement. Dans son étude sur les propulseurs hélicoïdaux, en date du 15 janvier 1889 (*Mémorial du Commerce maritime*, 3^e livraison 1889), M. Doyère a montré que, dans cet ordre d'idées, et en ne tenant pas compte de l'effet de succion de l'hélice sur la coque, trois hélices et deux hélices procureraient, par rapport à une hélice unique, un bénéfice respectif d'utilité dans le rapport de 1,116 et 1,071 à 1; soit, pour le bénéfice relatif dû à l'adoption de trois hélices au lieu de deux : $\frac{1,116}{1,071} = 1,042$ à 1; ceci correspond à un bénéfice de 13 pour 100 sur la puissance.

Il est vrai que l'augmentation du *disc-area* (ou de la surface efficace) n'est pas le seul point de vue à considérer; il y a modification de l'effet nuisible de l'hélice par succion sur la coque; en outre, les hélices latérales réagissent sur l'hélice centrale. Mais l'expérience seule peut montrer quel est celui de ces effets qui reste prépondérant. Jusqu'à présent, l'expérience semble en faveur des trois hélices. Il est même à remarquer que les bénéfices de puissance indiqués par M. Melville sont l'un presque égaux à l'autre encore supérieur au chiffre qu'avait indiqué M. Doyère, il y a six ans, par des considérations théoriques. Il n'y a rien d'impossible à ce qu'il en soit ainsi, car la réduction du diamètre des hélices, due à l'adoption de trois machines, permet :

- 1° D'éloigner davantage de la coque les hélices latérales;
- 2° De donner aux propulseurs une immersion plus forte; deux causes qui s'ajoutent dans le sens favorable, à l'augmentation de la surface propulsive.

M. NORMAND dit que le bénéfice des trois hélices lui paraît tenir surtout à la plus grande immersion de l'hélice R .

M. DAYMARD fait observer que les trois hélices peuvent avoir un avantage en dehors de cette considération. Dans le cas d'un très faible tirant d'eau, par exemple, problème qu'il a eu à étudier, trois hélices ayant la même immersion permettraient d'obtenir une puissance qu'on ne pourrait pas réaliser avec deux hélices seulement.

M. BERTIN mentionne l'avantage que procure au point de vue des évolutions, comparativement aux deux hélices, l'emploi d'une hélice centrale agissant directement sur le gouvernail. C'est la considération qui lui a fait proposer les trois hélices en 1878.

M. NORMAND, répondant à M. CRONEAU, reconnaît que l'emploi de trois machines distinctes, actionnant chacune une hélice, constitue l'un des moyens les plus efficaces pour réduire les dimensions des machines. Il ne semble pas, cependant, qu'il suffise à lui

des courses convenables à des croiseurs très rapides, lorsque les appareils ne doivent pas dépasser la flottaison.

Le partage de la puissance entre plusieurs appareils distincts a un autre but : l'économie de charbon dans la navigation à petite vitesse. Si l'on en juge par les résultats des essais de consommation, tels qu'ils sont généralement effectués, avec un nombre limité de chaudières et de machines, on obtient ainsi un réel avantage. Mais il ne faut pas oublier qu'en temps de guerre la navigation à petite allure devra s'effectuer dans de tout autres conditions.

Qu'il s'agisse d'un éclaireur naviguant en escadre, ou d'un croiseur à la recherche de bâtiments de commerce rapides, le passage de la petite à la grande vitesse devra se faire dans un délai extrêmement court.

L'éclaireur, qui recevra l'ordre de partir en avant à grande vitesse, devra le faire sans retard, de même que le croiseur, qui apercevra au loin un paquebot rapide, devra le poursuivre immédiatement sous peine de le perdre de vue.

On a déjà reconnu que, pour cette raison, l'embrayage et le débrayage d'appareils actionnant une même hélice ne convenaient pas, puisque ces opérations obligent généralement à stopper.

M. GROLUË pense qu'en tenant les machines chaudes (en mettant la vapeur à l'avance dans les enveloppes des cylindres et en purgeant les cylindres, eux-mêmes), on pourrait les mettre très promptement en marche, de sorte que ce n'est pas des machines que viendrait la difficulté; ce serait plutôt des chaudières, car, même en tenant celles-ci tout allumées continuellement, il faudra quelque temps pour pousser les feux et la vaporisation, de l'allure de croisière à l'allure maxima.

M. NORMAND reprend qu'en temps de guerre, ou dans les manœuvres sérieuses se rapprochant autant que possible des conditions de combat, tous les feux devront être allumés, toutes les chaudières non utilisées, maintenues sous faible pression, et toutes les machines échauffées et purgées, quelle que soit l'allure.

Ce qui précède s'applique à tous les bâtiments de combat, quels qu'ils soient.

Si les essais de consommation étaient faits dans les conditions ci-dessus indiquées, il est probable qu'ils fourniraient des résultats tout différents de ceux que l'on obtient habituellement, et qu'on reconnaîtrait que l'emploi de machines multiples n'a pas, au point de vue de l'économie, l'importance qu'on lui attribue.

Revenant à ce qu'a dit M. Croneau de l'utilité d'abaisser le pont cuirassé au-dessous de la flottaison, M. Normand déclare que cet abaissement serait, selon lui, très fâcheux, quant à l'installation des machines, et peut-être encore plus au point de vue de la stabilité.

OBSERVATIONS SUR LES FOYERS DES CHAUDIÈRES MARINES

PAR M. V. DAYMARD,
Ancien Ingénieur de la Marine,
Ingénieur en chef de la Compagnie générale Transatlantique.

La compétition entre les divers types de chaudières marines est aujourd'hui plus ardente que jamais.

Les appareils à *tubes à eau* ou aquatubulaires ont récemment gagné beaucoup de terrain à bord des bâtiments de guerre.

Pour les vapeurs du commerce et les paquebots, au contraire, et malgré quelques essais importants, on est généralement resté fidèle aux chaudières cylindriques ordinaires à *tubes à fumée*, la supériorité des autres, toute désirable qu'elle est, ne s'étant pas encore suffisamment affirmée pour les armateurs.

Et cependant avec les hautes pressions et surtout au tirage forcé, les chaudières du type cylindrique donnent lieu à de nombreuses difficultés : j'en ai signalé un certain nombre dans le *Mémoire sur le tirage forcé* que j'ai l'honneur de soumettre l'année dernière à l'Association.

Mais ces difficultés paraissent de plus en plus surmontables, en même temps que la perspective de l'emploi d'un métal de qualité supérieure, l'acier au nickel par exemple, laisse entrevoir la possibilité d'atteindre avec ce type de chaudières des pressions de 12^{kg} et 14^{kg}, sans tomber dans des épaisseurs et des poids inadmissibles.

En tous cas, il en existe encore dans toutes les flottes de guerre ou de commerce un si grand nombre en service, que tout ce qui les concerne est toujours le plus grand intérêt.

Un travail complet sur la matière dépasserait de beaucoup les bornes fixées assignées au présent *Mémoire*. J'ai pensé toutefois que quelques observations et quelques résultats d'expériences concernant la partie pe-

être la plus délicate des chaudières, c'est-à-dire les foyers, pourraient être utilement soumis à l'Association.

Le foyer, comme tout le monde le sait, est *intérieur* dans les chaudières dont il s'agit, et il fait essentiellement partie de la structure de l'appareil : il affecte une forme cylindrique ; son entrée coïncide avec la façade à laquelle il est relié par des bords tombés ; l'autre extrémité, réunie à la plaque tubulaire arrière, forme l'entrée de la boîte à feu. Il est divisé en deux parties plus ou moins inégales par le plan des grilles et terminé par un autel qui rétrécit le passage des gaz enflammés.

Il n'y a pas lieu d'indiquer et de discuter ici les variantes qui peuvent se présenter dans la construction des foyers : disons seulement qu'il est recommandable que, à chaque foyer, corresponde une boîte à feu séparée.

La combustion du charbon s'opérant sur la grille à peu près à mi-hauteur du foyer, le métal dont ce foyer est formé se trouve exposé aux plus hautes températures et aussi aux plus grandes variations de températures, les gaz qui le traversent pouvant atteindre jusqu'à 2300° à 2400° et s'abaisser à 20° ou 25°.

Il en résulte que, en dehors de l'action directe de la flamme, des effets d'usure par oxydation et autres actions chimiques, les tôles formant parois sont soumises à des alternatives répétées de dilatation et de contraction qui tendent à produire des fatigues du métal et se traduisent par des fuites, des cassures, des criques, des déchirures, des emboutissements et des affaissements, dont le moindre inconvénient est d'obliger bien souvent à mettre bas les feux, lorsque ces accidents se produisent pendant la marche.

On ne saurait donc prendre trop de précautions à la construction même des foyers, tant au point de vue de leur solidité et de leurs bonnes conditions en ce qui concerne les lames d'eau, que de la facilité des réparations et au besoin des remplacements.

Pour atteindre ces desiderata, on a imaginé successivement divers types de foyers.

Foyers lisses. — A l'origine, Randolph et Elder, et tous les autres constructeurs à leur suite, adoptèrent des foyers qui étaient exactement des cylindres creux à génératrices droites, et que nous appelons *foyers lisses* (en anglais *plain furnaces*).

Ce type a bien répondu aux besoins, tant qu'il ne s'est agi que de pressions relativement modérées par rapport à la résistance qu'on obtient avec une épaisseur suffisamment restreinte pour assurer une bonne transmission de la chaleur, épaisseur qu'il est désirable de ne pas porter au delà de 13^{mm} et qui ne doit jamais excéder 15^{mm}.

Cela n'empêchait pas les foyers lisses de présenter certaines avaries et difficultés, dont nous reparlerons.

Avec l'augmentation des pressions, ils n'ont plus présenté la résistance nécessaire, particulièrement dans le sens longitudinal.

Foyers à anneaux (*Pl. I, fig. 1*). — On a obtenu un foyer plus solide en formant d'une série de plusieurs anneaux à bords tombés, par lesquels les anneaux s'assemblent entre eux au moyen d'un seul rang de rivets; l'assèchement se trouvant dans l'eau est à peu près soustrait à l'action directe de la flamme et de ses effets destructifs. Une amélioration a consisté à introduire une couronne entre les bords tombés de deux anneaux voisins. On a obtenu plus d'étanchéité par la possibilité d'un matage intérieur et extérieur et plus de facilité pour les réparations. Cette disposition est connue en Angleterre sous le nom d'*anneaux d'Adamson* (*Pl. I, fig. 2*).

Les foyers à anneaux ont permis l'emploi de pressions plus élevées. Quelques ingénieurs pensent même qu'ils peuvent suffire à tous les besoins actuels et les préfèrent aux suivants qui ont pourtant sur eux bien des avantages, mais qui ne sont pas, il faut le reconnaître, exempts d'inconvénients particuliers à chacun d'eux.

Foyers ondulés (*Pl. I, fig. 3*). — Le plus ancien en date des foyers en tôle pièce brevetés est le foyer ondulé de Fox en usage depuis 1879, et pour lequel son inventeur revendiquait, avec une plus grande résistance dans tous les sens, une facilité de dilatation et de contraction qui devait beaucoup diminuer la fatigue de ses attaches avec les autres parties de la chaudière.

Le mode de fabrication de ce foyer a été successivement perfectionné à la suite de sa très grande vogue, mais la base en a toujours été l'emploi de tôles d'épaisseur constante mises d'abord sous la forme d'un foyer lisse soudé, lequel reçoit ses ondulations ou plissages dans des laminoirs spéciaux, dont les derniers présentent le profil des ondulations qu'on veut obtenir.

Foyers Farnley ou en spirale (*Pl. I, fig. 4*). — Quelque temps après Fox, la Forge de Farnley fabriqua sur le brevet de M. Fenby un foyer présentant avec le précédent une assez grande analogie, comme lui en une seule pièce, construit d'abord sous forme lisse; mais les ondulations données par le laminoir spécial, au lieu d'être circulaires, sont inclinées sur l'axe et affectent une forme hélicoïdale.

Foyers Purves (*Pl. I*). — Les foyers Purves ou à nervures présentent le profil indiqué aux *fig. 6 et 10* (*Pl. I*) et sont en quelque sorte des foyers à anneaux en une pièce; ils sont fabriqués exclusivement par MM. Brown et Co, de Sheffield, avec des tôles à nervures obtenues au laminoir, puis cintrées et soudées.

Foyers Holmes (*Pl. I, fig. 5 et 9*). — Les foyers Holmes sont faits avec des tôles d'épaisseur uniforme, cintrées et soudées d'abord sous forme de foyers lisses, qui reçoivent ensuite, au moyen de laminoirs spéciaux et à distance en distance, des ondulations extérieures à section demi-circulaire.

Foyers Morison (*Pl. I, fig. 7 et 11*). — Le type Morison est également fabriqué d'abord comme foyer lisse soudé, puis il est passé dans des laminés qui lui donnent un profil composé de petites ondulations convexes vers l'extérieur, alternant avec des ondulations plus grandes convexes vers l'intérieur.

Ces divers types de foyers sont plus ou moins répandus sur les navires de guerre ou de commerce; leurs échantillons se calculent d'après des formules approuvées par le « Board of Trade »; on les trouve dans les ouvrages spéciaux; elles sont aussi relatées et comparées dans le *Mémoire* présenté par M. Morison, en 1892, à l'Association des Ingénieurs et Constructeurs de la Côte Est d'Angleterre.

Voici quelques appréciations sur les avantages et inconvénients spéciaux à chacun de ces foyers.

Les foyers Fox ont eu une très grande vogue et ont été longtemps employés avec un très grand succès. Le nombre de fourneaux fourni par les Forges de Leeds n'a pas été inférieur à 30000 et un nombre au moins égal a été fabriqué par les concessionnaires américains et allemands. Dans ces derniers temps, avec l'augmentation de pression, et lorsqu'on a été conduit en même temps à agrandir et la longueur et le diamètre des foyers, il n'ont pas été exempts d'accidents, de déformations, d'emboutissements et d'affaissements même. Grâce à la bonne qualité du métal, les conséquences de ces avaries n'ont pas été aussi graves qu'on aurait pu le craindre. Mais, malgré les causes accessoires qui ont pu amener ces accidents, il semble admis que le foyer Fox, pour les grandes pressions, avec de grandes longueurs et de gros diamètres, est surpassé par le foyer Morison.

Le foyer Farnley paraît bien conçu et avoir pour point de départ l'idée d'augmenter simultanément, et dans une proportion convenable, la résistance longitudinale et la résistance transversale; cependant les expériences d'écrasement faites en mai 1888 ne lui ont pas été très favorables.

Si ce foyer n'a été employé que d'une façon restreinte, c'est peut-être aussi parce que sa fabrication présentait plus de difficultés, et parce que l'établissement où elle avait lieu n'a pas eu des moyens d'action aussi puissants que les Forges de Leeds; toujours est-il qu'il s'est peu répandu jusqu'ici.

Les foyers Purves, construits par MM. Brown, de Sheffield, ont été au contraire un très sérieux concurrent des foyers Fox. Rien n'a été négligé par MM. Brown pour les fabriquer avec la plus grande correction et avec le métal le meilleur possible, et de plus en plus approprié à sa destination.

Aussi, depuis leur apparition (1886), en a-t-il été employé une proportion relativement considérable, plus de 13000, et il semble établi que leurs résultats ont généralement été très satisfaisants : notre expérience personnelle leur est favorable.

Les foyers Morison, relativement récents, sont, comme les foyers Fox, fabriqués par Leeds Forge; ils portent même le nom de Fox-Morison. L'inventeur leur attribue à la fois les avantages des Fox et des Purves.

Quoiqu'on ne puisse encore citer à l'appui beaucoup de faits d'expérience, je crois, en effet, que ces foyers sont appelés à rendre de bons services, et n'ai pas hésité à en commander un certain nombre à titre d'essai.

Le type de foyers Holmes est un peu dans le cas des foyers Farnley. Il paraît correspondre à une heureuse idée, mais, jusqu'à présent, il est peu répandu. Je ne serais pas étonné cependant que son emploi se développe dans l'avenir s'il est bien fabriqué et avec un métal de première qualité.

Les expériences d'écrasement, faites en 1891, attribuent aux foyers Holmes un coefficient de sécurité inférieur à celui des foyers à anneaux, et bien supérieur à celui des foyers Farnley.

Quel que soit d'ailleurs le type de foyers auquel on se sera arrêté, il conviendra d'éviter, surtout avec les pressions élevées, d'adopter un trop grand diamètre et, par suite, de trop fortes épaisseurs.

Aussi, pour les très grosses chaudières, il convient de préférer, malgré certains inconvénients, 4 foyers à 3, afin de réaliser le double avantage d'augmenter la résistance et de diminuer l'épaisseur du métal.

Avaries diverses des foyers (Pl. II et III). — Fuites. — Les foyers sont d'abord exposés, comme toutes les autres parties de la chaudière, à des fuites par leurs assemblages, fuites que la perfection du travail peut restreindre considérablement, mais ne peut complètement supprimer.

Pour assurer l'étanchéité des clouures avec un minimum de matage, on ne saurait trop recommander une largeur suffisante pour les bords tombés, particulièrement aux oreilles de jonction avec la boîte à feu et l'emploi, dans les assemblages, à défaut d'un même métal, de métaux ayant les mêmes coefficients de dilatation et les mêmes propriétés chimiques. Il convient bien d'assurer le contact intime des tôles par un bon nettoyage qui fera disparaître toute trace d'oxyde.

On s'attachera, autant que possible, à mettre les coutures à l'abri du contact direct de la flamme.

Lorsque les foyers seront d'assemblage, leurs coutures devront être placées sous la grille, mais le plus haut possible, dans le cendrier. On emploiera des couvre-joints simples ou double de préférence au recouvrement avec lequel les rivets fatiguent davantage. Toutes ces précautions contribueront à restreindre le nombre et l'importance des fuites.

Mais, en dehors des fuites, les foyers sont exposés à des accidents qui peuvent être bien plus graves, et dont nous allons passer les principaux en revue.

Coups de feu. — Les coups de feu sont produits par un échauffement exagéré de la tôle, lequel lui fait perdre sa résistance et a pour résultat soit une déformation locale, soit une désagrégation du métal.

Ces avaries, assez fréquentes, sont communes à tous les foyers dont les parois cessent d'être en contact direct avec l'eau, ce qui arrive par insuffisance de niveau, roulis excessif, ou quand elles sont recouvertes d'un

couche variable de dépôts calcaires ou graisseux, ou bien encore quand, par suite d'une disposition vicieuse, les lames d'eau autour du foyer ont une section insuffisante. Les coups de feu peuvent être facilités par une intensité excessive générale ou locale de la combustion et sont, par suite, plus à redouter sur les chaudières à tirage forcé que sur celles à tirage naturel.

Dans le but de prévenir ces avaries, on doit nettoyer souvent les chaudières et piquer très soigneusement le sel des parties les plus exposées à la flamme et employer l'eau douce pour l'alimentation : on peut en emporter dans des caisses Water-Ballast une provision correspondante aux additions, ou, encore mieux, la produire au fur et à mesure des besoins avec des bouilleurs ou distillateurs d'eau salée, dont divers types bien connus donnent des résultats très satisfaisants.

Emboutissements. — Lorsque les emboutissements partiels, amenés par un coup de feu, ne dépassent pas une certaine proportion, on arrive à les redresser à l'aide de verrins (100 tonnes) que l'on fait agir sur la bosse intérieure, laquelle a été préalablement tiédie par un feu doux. S'il s'agit de foyers ondulés, il faut un outillage *ad hoc*, c'est-à-dire un bloc de fonte ayant la forme des ondulations, sur lequel on fait agir le verrin.

Ovalisations. — Ce même outillage est aussi employé pour remédier à un autre genre d'avaries consistant en une déformation générale ou ovalisation du foyer, qui se produit parfois sans emboutissement proprement dit et qu'on peut corriger lorsqu'elle n'est pas trop prononcée.

Affaisements. — Dans certains cas qui paraissent correspondre soit à un manque d'eau sur les foyers, soit à de forts dépôts calcaires ou à une notable épaisseur de matières graisseuses, l'emboutissement peut s'étendre sur la presque totalité de la longueur du foyer : c'est un *affaissement*. Il s'en est produit dans lesquels le ciel du foyer est venu toucher la grille.

Fentes et Cassures. — La détérioration produite par l'intensité du feu affecte assez souvent la forme de cassures ou criqûres dans la tôle, de fentes entre rivets ou entre les trous de rivets et le bord de la tôle. Ces accidents se produisent surtout dans les pincés et particulièrement aux attaches du côté de la boîte à feu.

On peut combattre ce danger au moyen de maçonnerie recouvrant les oreilles, et même d'une voûte en briques réfractaires protégeant l'attache du foyer avec la plaque tubulaire.

Les fentes ou criqûres se produisent aussi quelquefois en pleine tôle ; lorsqu'elles ne sont pas trop grandes, on procède à une réparation en plaçant d'abord un prisonnier à chaque extrémité dans le but d'arrêter le développement de la fente que l'on aveugle elle-même, soit par un chapelet de prisonniers, soit par un placard.

Si la fente est plus importante, on fait un découpage tout autour et l'on

rapporte une pièce; enfin il peut arriver qu'elle soit assez considérable pour forcer à remplacer le foyer.

Corrosions. — Les corrosions se produisent, soit par des fuites prolongées qui amènent une usure en quelque sorte mécanique, soit en débutant par des piqûres dont l'origine est une action chimique sur les points les plus attaquables de la tôle; souvent du reste les deux ordres d'effets se superposent pour hâter la destruction du métal.

Les foyers, à quelque type qu'ils appartiennent, sont exposés à une corrosion spéciale de leur surface en contact avec l'eau sur une bande qui s'étend dans le voisinage du plan des grilles et qui a toute la longueur du foyer. Ces piqûres, qui ne sont pas sans analogie avec celles des hélices en fonte, n'ont pas de cause nettement déterminée, bien qu'on ait risqué deux explications: l'une mettant en jeu l'air qui peut se dégager des bulles de vapeur montées le long du foyer, l'autre supposant que la grande différence de température entre le dessus et le dessous des grilles peut créer une sorte de pile thermoelectrique qui facilite l'attaque du métal par l'eau.

Comme remède, on peut rappeler ici l'emploi du zinc, du bicarbonate de soude, le choix des huiles de graissage, et mieux encore le filtrage des eaux d'alimentation.

Les réparations, lorsque la multiplicité et la profondeur des piqûres rendent nécessaires, sont difficiles; elles ne doivent pas se faire au moyen de placards superposés; si l'on met une pièce, on doit au préalable enlever la partie malade.

Oxydation. Usure. — La partie des foyers qui est peut-être la plus exposée à s'user par l'oxydation, c'est le cendrier et surtout la partie basse, où, en présence du métal, se trouvent très souvent de l'eau et des escarbilles et le frottement des outils ajoute encore une cause de détérioration. Il est difficile d'assigner une loi aux usures de ce genre, mais de nombreux sondages nous ont montré qu'il est rare qu'au bout de six ans de service on n'ait qu'une perte d'épaisseur de 3^{mm} à 5^{mm}. Diverses précautions, notamment l'emploi d'une couche de ciment au fond des cendriers, peuvent servir à combattre ces effets destructifs.

L'intensité de la température, combinée avec le mouvement des gaz chauds, amène toujours aussi une usure plus ou moins rapide de toutes les parties placées en saillie dans le circuit des gaz chauds, telles que pinces de tôles, têtes de rivets ou d'entretoises. Ces têtes, selon l'expression des chauffeurs, sont mangées par la flamme: on évitera donc les saillies autant que possible et on cherchera, comme il a été dit plus haut, à protéger les assemblages par un masque de matière réfractaire.

En prenant toutes les précautions possibles et dans les circonstances ordinaires, surtout au tirage naturel, on aura des chances de faire durer les foyers six, huit et dix ans, et souvent autant que la chaudière elle-même.

Dans tous les cas, lorsque, par suite d'usure, de corrosions trop développées, de déformations trop accentuées, d'emboutissements trop prononcés ou dans les véritables affaissements, le foyer ne pourra plus servir, la chaudière ne devra pas pour cela même être condamnée. Le foyer pourra être changé et l'opération se pratiquer à bord.

Laissant de côté les foyers patentés et spécialement établis pour être remplacés, dont nous recommandons chaudement l'emploi à l'avenir, nous donnons dans la Note ci-jointe quelques indications sur la manière dont peut se faire l'opération pour des foyers n'ayant pas reçu une disposition préalable à cet égard, ce qui est le cas de la plupart de ceux qui sont en place depuis un certain temps déjà.

Résumé et conclusions. — En résumé, malgré les progrès des chaudières aquatubulaires, le type ordinaire des chaudières cylindriques est encore généralement préféré dans la marine commerciale.

Le prix de revient, le rendement économique, les frais d'entretien semblent être encore en sa faveur, alors qu'avec des précautions on peut assurer la sécurité dans le fonctionnement et une durée suffisamment longue aux appareils.

Dans tous les cas, en présence du grand nombre de chaudières de cette espèce qui sont et seront probablement mises encore en service, il y a un grand intérêt à les perfectionner, à les rendre aptes à des pressions encore un peu plus élevées et à signaler tous les faits d'expérience qui peuvent conduire à corriger leurs défauts et à en faciliter l'emploi.

A ce point de vue, et en ce qui concerne particulièrement les foyers, il convient de ne pas adopter de trop grands diamètres (ne pas dépasser 1^m, 20 et se tenir au-dessous autant que possible) parce qu'il importe d'avoir la résistance et la sécurité nécessaires avec des épaisseurs de métal modérées : 15^{mm} doit être considéré comme un maximum, et il est désirable de ne pas dépasser 13^{mm}. Le métal doit être très homogène, très élastique, peu cassant.

Les foyers doivent être très exactement circulaires, et il est bon, à cet égard, de se montrer difficile dans les recettes et de ne pas avoir une tolérance de plus de 4^{mm} à 5^{mm} d'écart entre le plus grand et le plus petit diamètre.

La soudure des foyers, en une pièce, doit être parfaitement exécutée et ne présenter aucun amincissement du métal.

Les bords tombés doivent avoir une largeur suffisante, et les rayons de leurs congés être les plus grands possible.

Les foyers à profils ondulés ou nervurés recevront des barreaux de grilles spéciaux le long des parois, de manière à empêcher la combustion à l'intersection même du plan de grilles et de la paroi.

La partie des foyers qui se prolonge dans la boîte à feu doit être convenablement raidie par des entretoises, les assemblages eux-mêmes étant tenus à

l'abri du contact direct de la flamme, au besoin par la protection de matières réfractaires.

Les lames d'eau qui entourent le foyer auront partout une épaisseur largement suffisante pour assurer, dans tous les cas, le mouillage de la paroi et une bonne circulation.

On combattra l'introduction des sels et des matières grasses en remplaçant les pertes par de l'eau douce ou distillée, et en filtrant l'alimentation.

Néanmoins, les chaudières seront souvent piquées, et l'action des acides devra être neutralisée par un large emploi du zinc, et au besoin du bicarbonate de soude. (Notre pratique est de prendre au moins six heures pour la mise en pression).

Nous signalerons encore, comme moyens préventifs : le choix judicieux des huiles de graissage intérieur; l'étamage, renouvelé au besoin, des tubes du condenseur, s'ils sont en laiton; les précautions dans l'allumage et l'extinction des feux.

Enfin, le remplacement complet d'un foyer, dans une chaudière dont les autres parties sont encore en bon état, pourra se faire à bord et ne devra pas être considéré comme une opération trop difficile ni de très longue durée.

NOTE ANNEXE

SUR LE REMPLACEMENT DES FOYERS A BORD.

A la suite d'avaries qui s'étaient produites au bout d'un temps relativement court, dans un certain nombre de foyers d'une seule pièce, soit ondulés (Fox), soit à nervures (Brown), sur des navires de la Compagnie générale transatlantique, nous avons été amenés à rechercher les moyens d'opérer rapidement le remplacement de ces foyers par d'autres, dont la réunion avec le reste de l'appareil évaporatoire serait faite dans toutes les conditions voulues de sécurité et d'étanchéité (*Pl. IV*).

Le problème a été résolu de la façon la plus satisfaisante au Havre, dans les Ateliers de la Compagnie, grâce aux soins très méticuleux avec lesquels l'opération a été exécutée sous la direction de M. l'Ingénieur Macquin, par M. Marie, Chef de Travaux.

Ces remplacements, qu'on est parvenu à exécuter sur un navire dont l'arrêt était limité à douze jours, nous ont permis, sans interruption de service, de prolonger notablement la durée des chaudières et de leur restituer leur puissance initiale.

J'ai pensé que quelques détails techniques sur la manière d'opérer pourraient être de nature à intéresser notre Association.

Voici donc quelques renseignements sommaires qui seront rendus plus clairs par les figures y annexées.

Le remplacement d'un foyer peut se faire dans deux cas distincts :

Premier cas. — La partie postérieure du foyer est restée en assez bon état pour qu'on puisse conserver en place le bord rabattu du ciel qui vient se jonctionner avec la plaque à tubes et les côtés de la boîte à feu, ainsi qu'une petite portion correspondante du foyer dans le sens des génératrices; on peut alors laisser en place une partie ou pièce de raccordement avec laquelle viendra s'assembler le nouveau foyer.

Second cas. — L'extrémité arrière ou fond du foyer et ses attaches avec la boîte à feu et la plaque tubulaire sont en trop mauvais état pour qu'on puisse en rien laisser en place.

1^o Dans le premier cas, voici comment on opère : on fait sauter, *en les perçant*, les rivets qui relient le foyer à la façade et ceux qui le relient aux côtés et à la partie basse de la boîte à feu; on pratique à la hauteur du plan des grilles, en partant de l'entrée et en suivant une parallèle à l'axe, une saignée d'outil que l'on arrête à une certaine distance du fond, en un point où on la continue par une autre saignée circulaire profilant la partie à conserver pour constituer la pièce de raccordement.

Ainsi préparé, le foyer est un peu fermé sur lui-même à l'aide d'un ridoir intérieur, puis facilement tiré hors de la chaudière.

La partie restante, qu'on désigne quelquefois sous le nom de *tête*, est alors dressée, chanfrinée, percée, et des pinces sont étirées aux extrémités de la partie sectionnée. Afin de faciliter le travail à effectuer à l'intérieur de la chaudière, on enlève, pour les replacer plus tard, les entretoises, tubes et tirants susceptibles de gêner les ouvriers.

2^o Dans le second cas, une *tête* ou *pièce de raccordement* est toujours nécessaire; mais, comme elle ne peut être prise aux dépens de l'ancien foyer, elle est constituée par une pièce spéciale façonnée *ad hoc*.

Il s'agit d'abord d'enlever complètement l'ancien foyer : on commence l'opération comme dans le premier cas; puis, après avoir retiré le corps cylindrique et la partie antérieure, on sectionne en deux morceaux, par une saignée verticale faite dans l'axe, la pièce du fond restée en place, et l'on enlève, *en les perçant*, tous ses rivets; les deux morceaux sont alors facilement enlevés.

On procède ensuite à l'Atelier et avec de grandes précautions à la préparation de la pièce spéciale de raccordement en se servant de gabarits et de jauges relevés très exactement; le formage doit en être particulièrement soigné dans les angles.

La pièce est ensuite présentée dans le foyer et maintenue à l'aide de quelques boulons d'arrêt; puis elle est rectifiée sur place, de manière qu'elle arrive à porter aussi bien que possible dans toutes ses parties en contact avec la plaque tubulaire et les flancs de boîte à feu.

Après cette préparation, tous les trous sont relevés et les parties du métal en excédent sont marquées à enlever; la pièce est reportée à l'Atelier, où on la perce et on la découpe suivant les tracés ainsi obtenus, tout en lui ménageant les pincés nécessaires au rivetage et au chanfrinage.

D'autre part, la plaque à tubes et les côtés de boîte à feu sont ébarbés, nettoyés et chanfrinés, en un mot entièrement disposés pour recevoir la tête neuve.

Celle-ci est alors montée à demeure, suffisamment boulonnée et collée parfaitement à chaud dans toutes ses parties d'applique; cette opération terminée, les trous sont alésés, s'il y a lieu, et fraisés, puis on procède au rivetage.

Le montage intérieur de toutes les parties nouvellement assemblées et de celles qui peuvent être ébranlées est fait aussitôt après.

On se trouve alors, pour la fin de l'opération, dans la même situation que dans le premier cas, où la pièce de raccordement est prise aux dépens de l'ancien foyer, et tout est prêt pour la mise en place du foyer neuf.

Celui-ci doit avoir un diamètre un peu moindre que l'entrée de la façade et, autant que possible, doit être légèrement conique (diamètre diminuant de l'avant à l'arrière).

Avant de l'embarquer, on trace ses lignes d'axe, on enlève les excédents de matière, et l'on étire des pincés aux endroits convenables.

Le foyer est ensuite amené, emmanché et centré, aussi bien que possible, à l'aide de coins : quelques trous d'arrêt, percés sur place en nombre suffisant, permettent le travail définitif du perçage complet et des parties à découper. Ce travail s'effectue sur le parquet même de la chaufferie, puis le foyer est de nouveau introduit et boulonné dans toutes ses parties; il ne reste plus qu'à effectuer dans les jonctions un collage, qui doit être parfait, et l'on peut alors procéder au rivetage.

On termine par un matage des pincés intérieures. Il pourrait arriver qu'on eût affaire à une chaudière dans laquelle les ondulations ou les nervures sont en saillie sur le diamètre d'entrée du foyer; cela n'a pas lieu sur les paquebots de la Compagnie générale transatlantique, mais se présente sur un certain nombre de navires.

Il est évident que, dans ce cas, de simples saignées ne suffiront pas pour permettre d'enlever le foyer et qu'il faudra le découper davantage; en outre, le foyer de remplacement devra, bien entendu, être d'un diamètre moindre que celui du foyer primitif d'au moins la saillie des ondulations.

Discussion du Mémoire de M. Daynard.

M. MARIUS JULLIEN fait observer que les diverses causes d'ennuis et de défauts des foyers de chaudières, soit à nervures, soit à ondulations, dont se plaignaient, avec juste raison, quelques armateurs, ont une tendance à disparaître :

1° Par suite des soins apportés, par les fabricants de foyers, dans le choix des matières premières, aussi bien que par l'amélioration sensible qu'ils ont introduite dans leurs procédés de fabrication;

2° Par l'emploi de plus en plus fréquent de bouilleurs distillateurs;

3° Par l'emploi, déjà fort répandu en Angleterre, du filtrage des eaux d'alimentation;

4° Par l'installation dans les chaudières marines d'appareils circulateurs produisant un brassage, et prévenant ainsi les dépôts sur les parois des chaudières, et, par suite, la corrosion des tôles.

En ce qui concerne les cassures de certaines parties des foyers, il est certain qu'on pourrait les éviter, sinon en totalité, du moins en grande partie, soit par l'emploi judicieux du tirage induit, soit par un plus grand soin apporté à la mise en place des foyers dans les chaudières.

En Angleterre, l'observation des prescriptions suivantes a donné les meilleurs résultats :

1° Éloigner autant que possible les tirants longitudinaux des collerettes ou bords tombés de l'extrémité arrière des foyers du centre; ou bien même, supprimer ces tirants lorsqu'on peut le faire sans inconvénient;

2° Éloigner également autant que possible du couronnement des foyers la rangée inférieure des tubes;

3° River l'extrémité arrière des foyers à un seul rang de rivets;

4° Donner un assez grand rayon aux congés des bords tombés du foyer aux deux extrémités;

5° Enfin, et c'est là un des points les plus essentiels, ne jamais chauffer partiellement aucune des parties du foyer lors de sa mise en place, soit au moyen de forges portatives, soit au moyen du petit appareil dénommé en anglais *heater* (réchauffeur).

Tous les foyers de chaudière sont expédiés de fabrique parfaitement recuits; ils doivent être mis en place à froid. Pourtant, si l'on jugeait devoir les chauffer dans une de leurs parties, il faudrait les recuire entièrement.

Le métal doit être ductile dans toutes les parties du foyer; or, on a observé que tout réchauffement partiel détruit la ductilité du métal, et, par conséquent, peut occasionner les cassures ou fentes mentionnées par M. Daynard.

Quant au remplacement des parties défectueuses des foyers de chaudières, cette opération sera dorénavant simplifiée par l'emploi de plus en plus fréquent des foyers démontables, tels que les types Gourlay, Ashlin, etc.

M. GROLLOS remarque que les foyers démontables ont l'inconvénient d'avoir la pince du bord tombé du fond placée en dedans de la chaudière par rapport au bas de la plaque à tubes de la boîte à feu (sans cette disposition particulière, ils ne pourraient être démontés), ce qui est le contraire de la pratique généralement suivie et bien justifiée par la nécessité de protéger cette partie de la plaque et son contour contre l'action de la flamme.

En outre, ce bord tombé a une forme un peu particulière; il est plus encombrant que pour les foyers ordinaires, et conduit à des diamètres de foyers plus petits pour des corps d'égal diamètre.

M. PÉRIGNON fait observer que les foyers mobiles, récemment introduits dans la pratique anglaise, sont d'origine française. Dès 1855, il a été breveté, en collaboration avec MM. Thomas et Laurens, les ingénieurs bien connus, pour un système de *foyer amovible* qui s'est répandu dans l'industrie.

Parmi les additions au brevet original, en date du 29 septembre 1855, se trouve un foyer de chaudière marine presque identique à ceux dont on se sert habituellement, qui pouvait être démonté avec ses tubes pour réparations, changements ou nettoyages. M. Pérignon ajoute que, pour la bonne conservation des foyers, les conditions qu'il faut observer avant tout sont une bonne circulation et une montée en pression aussi lente que possible.

M. J.-A. NORMAND dit que parmi les causes des cassures et des criquûres qui se produisent fréquemment dans les pinces d'assemblage des foyers, il en est une qu'il paraît utile de signaler.

Le collage des pièces en tôle de fer qui doivent être réunies par rivetage se fait tous les jours en chauffant ensemble les parties à réunir au moyen de grilles portatives ou de pièces de fer chauffées au rouge.

Ce mode de travail a continué à être employé quand l'acier a été substitué au fer. C'est probablement une erreur. L'acier de qualité chaudière est plus cassant à 300° ou 400° qu'à la température ordinaire; les expériences de M. Le Chatelier le prouvent surabondamment.

Si le collage des pièces ne peut pas être fait après montage à la température ordinaire, ces pièces devront être démontées et leur forme devra être modifiée sans chauffage, ou cela jusqu'à ce que le résultat cherché soit obtenu. C'est ainsi du moins qu'on devra opérer, si l'on veut éviter un recuit de la pièce entière.

Dans le mode de collage à chaud, très souvent employé encore, les parties à forger sont parfois portées au rouge, afin de dépasser la température critique à laquelle l'acier ne présente plus d'allongement suffisant. Souvent, alors, il se produit des criquûres à une certaine distance des parties les plus chauffées.

Relativement aux aplatissements des foyers, qui constituent l'avarie la plus fréquente, il est bon de rappeler les expériences exécutées en Angleterre, il y a quelques années, d'après lesquelles les pressions auxquelles l'avarie se produit varient dans des limites très étendues, peut-être du simple au double, suivant que la section du foyer est parfaitement circulaire ou présente une légère ellipticité. Ce résultat n'a rien qui doive étonner, les conditions d'équilibre des foyers intérieurs des chaudières marines étant absolument instables.

M. FERRAND demande si, dans le cas d'une déformation peu sensible d'un foyer, d'une bosse peu accentuée, par exemple, il ne vaudrait pas mieux laisser les choses en l'état plutôt que de redresser la tôle.

M. GROLOIS, s'appuyant sur ce fait, signalé par M. Normand, que la moindre altération de la forme circulaire réduit dans des proportions considérables la résistance à l'écrasement, fait remarquer que la déformation dont a parlé M. Ferrand va toujours en s'accroissant; mais que, malheureusement, même lorsqu'un foyer a été redressé, il arrive fréquemment que la déformation réapparaît au même endroit. Il est d'avis qu'il faut redresser la tôle, bien que ce remède ne soit pas infaillible, parce qu'en ne faisant rien le mal s'accroîtrait rapidement et conduirait au remplacement du foyer: le redressement est un premier moyen à employer avant de recourir à cette mesure extrême.

M. DAYMARD, répondant à M. Pérignon, fait observer que le but des foyers amovibles d'aujourd'hui est un peu différent de celui qu'avaient poursuivi les inventeurs français. La partie de la chaudière qui se démonte, dans le système Thomas et Laurens, est plus importante, et ce système avait surtout en vue le nettoyage. Mais il y a néanmoins une certaine analogie d'idée.

Répondant ensuite à M. Normand, M. Daymard reconnaît que le réchauffage peut être dangereux, mais c'est surtout pour les pinces et les oreilles qui peuvent devenir plus cassantes. On devra donc tâcher de réaliser un bon ajustage en en usant le moins possible. Pour le redressage des bosses en pleine tôle, il a pu réchauffer sans éprouver d'inconvénient.



CARÈNES ET MACHINES.

FORMULES RELATIVES AU TRAVAIL RÉSISTANT ⁽¹⁾.

PAR M. RISBEC,

Ingénieur de la Marine en retraite,

Directeur des Ateliers de la Compagnie des Messageries Maritimes.

AVANT-PROPOS.

La partie principale de cette Étude est celle qui concerne la résistance de la carène. Les résultats des premières tentatives que j'avais faites pour évaluer méthodiquement cette résistance, et qui remontent à l'année 1890, ont été résumés par MM. Pollard et Dudebout, Ingénieurs de la Marine, dans leur remarquable *Traité de la Théorie du Navire* (t. IV, p. 314 et suiv.); ces Ingénieurs ont eu de plus l'extrême obligeance de prendre connaissance de mes Notes manuscrites, en l'état où elles étaient à la fin de 1893, et d'indiquer sur quels points j'avais été amené à modifier à cette époque ma première étude.

En mettant plus récemment la dernière main au travail que j'avais été conduit progressivement à développer, j'ai été amené à élargir encore le champ de ces recherches en abordant l'examen de certains points intéressants, laissés tout d'abord de côté. Actuellement, cette étude me paraît présenter un ensemble suffisamment complet pour qu'il y ait quelque intérêt à la publier.

Le but que j'ai poursuivi est avant tout *pratique* et le principe de la méthode employée est celui que l'amiral Bourgois avait adopté dans son *Mémoire sur la résistance de l'eau* et qui, depuis, a été développé par W. Froude; il consiste à déterminer *séparément* le mieux possible la résistance due individuellement à chacune des causes principales qui entrent en jeu dans le phénomène complexe de la translation uniforme d'une carène au sein d'un liquide.

Ayant établi la formule de la résistance pour une carène libre, j'ai cherché de plus à évaluer la part de résistance additionnelle due à la réaction de l'hélice sur la carène par suite de sa proximité.

La publication du grand *Traité de la Théorie du Navire* de MM. Pollard

⁽¹⁾ La discussion du *Mémoire* de M. Risbec a été ajournée à la prochaine session.

Dudebout, qui a eu lieu pendant les années où je m'efforçais de réunir les éléments de cette étude, a été pour moi une véritable bonne fortune. J'y ai largement puisé, tant au point de vue des nombreux documents que les Auteurs y ont rassemblés, qu'au point de vue général des idées qui y sont exposées, et je serais heureux que cette étude méritât en réalité d'être considérée comme un Appendice de ce remarquable Ouvrage.

La question du travail résistant absorbé par les machines s'imposait aussi à l'examen, puisque la puissance que l'on observe est toujours celle qui est développée sur les pistons; il eût été inutile de la faire rentrer dans le cadre de cette étude, si les observations pouvaient fournir le travail directement transmis à l'arbre porte-hélice. J'ai eu la satisfaction de trouver la confirmation de mes propres idées à ce sujet dans une Note présentée en 1893 à l'Association technique maritime par M. l'Ingénieur de la Marine Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Note relative aux conditions de marche des navires et dans laquelle il traite de l'utilisation, sur l'arbre, de la puissance développée sur les pistons.

PREMIÈRE PARTIE.

RÉSISTANCE DES CARÈNES.

Observation préliminaire.

Les résistances élémentaires qu'éprouve un corps symétrique, se mouvant dans un liquide suivant son plan de symétrie et d'un mouvement horizontal rectiligne et uniforme, donnent lieu en définitive à une force résultante unique située dans le plan de symétrie ou plan longitudinal; les composantes transversales sont en effet annulées par le fait de la rigidité propre de la coque. J'admettrai dans cette étude que cette résultante unique est horizontale, autrement dit que l'on est fondé à considérer sa composante verticale comme négligeable. Je supposerai donc que tout se passe comme si les réactions du liquide sur la carène ne donnaient naissance qu'à des efforts horizontaux. Les conclusions de cette étude cesseront par conséquent d'être acceptables dans tous les cas où cette hypothèse serait trop éloignée de la vérité.

CHAPITRE I.

GÉOMÉTRIE DE LA CARÈNE.

1. Définition de la carène. — Une carène est définie par le plan des formes. C'est une donnée de nature telle qu'il n'est pas possible d'en faire usage *directement* pour les calculs de résistance. Mais le plan des formes peut être lui-même considéré comme défini par un ensemble de données géométriques si cet ensemble est tel que tous les plans de formes que l'on pourrait tracer en satisfaisant aux mêmes valeurs de ces données soient forcément identiques entre eux, ou à peu de chose près; il est entendu que l'on admet implicitement ici que l'on ne s'écartera pas sensiblement des formes admises ordinairement pour les lignes de la carène. Pour l'objet de cette étude, il suffit aussi que cette identité soit suffisamment approchée au point de vue spécial de la résistance au mouvement de progression.

On peut vérifier pratiquement que cette condition est convenablement satisfaite par l'ensemble des sept données

L, l, S, p, B^2, W et A ,

dont la signification est donnée ci-après.

Les dimensions principales ou d'encombrement sont la longueur, la largeur maximum et la profondeur.

La longueur à envisager, en vue de la résistance, est évidemment la moyenne des distances des aboutissements de chaque ligne d'eau à l'avant à l'arrière; il est rationnel de prendre pour moyenne des aboutissements à l'arrière l'axe du gouvernail, et pour moyenne des aboutissements à l'avant l'extrémité avant de la flottaison; la courbure de l'étrave au brion peut être négligée, car elle n'intéresse en général comme correction d'aboutissement que des lignes d'eau déjà relativement très affinées des fonds. S'il y a un épéron, qui soit réellement un prolongement des formes, il convient d'ajouter sa demi-saillie à la longueur précitée. On aura donc pour la première donnée :

L , Longueur comptée de l'axe du gouvernail à l'extrémité avant de la flottaison, et augmentée de la demi-saillie de l'éperon si celui-ci existe et constitue un véritable prolongement des formes de la carène.

La largeur à envisager est la largeur maximum au fort, et non celle de la flottaison; la flottaison, dont la longueur est déjà déterminée par celle de la carène, est convenablement définie en plus par sa surface. On aura donc les deux autres données :

l , Largeur maximum au fort;

S , Surface de la flottaison.

La différence de profondeur de carène de l'avant à l'arrière n'est jamais relativement bien considérable sur les navires; on sait d'autre part, d'après les expériences de Froude sur le *Greyhound*, que des changements d'assiette, même importants, ont bien peu d'influence sur la résistance de la carène; on peut donc admettre qu'il suffit d'envisager la profondeur de carène moyenne, p , comme si elle était constante. La quatrième donnée sera par suite :

p , Profondeur de carène moyenne.

La surface de maîtresse section immergée et le volume de la carène sont évidemment des données impératives. On devra donc considérer :

B^2 , Surface de la maîtresse section immergée;

W , Volume de la carène en mètres cubes.

Envisageons maintenant le cylindre horizontal circonscrit à la carène, et ayant pour base la maîtresse section B^2 et L comme longueur. On peut considérer la carène comme déduite de ce cylindre par une sorte de dégrossissement en enlevant au cylindre un certain volume A sur l'avant de la maîtresse section ou de la maîtresse partie (s'il y a une partie cylindrique) et un volume analogue A' sur l'arrière; ces volumes A et A' sont parfaitement définis dans tous les cas, quelle que soit la longueur de la partie cylindrique de la carène. La valeur du volume total de la carène, W , étant connue du reste, il suffit de comprendre A dans l'ensemble des données, puisque A' et A dépendent forcément l'un de l'autre par la relation

$$A + A' + W = LB^2.$$

On aura donc comme septième donnée :

A , Différence de volume existant à l'avant entre la surface de la carène et celle du cylindre circonscrit à cette carène et ayant pour base la maîtresse section B^2 ; c'est le *volume d'affinement* de l'avant (¹).

Il arrive souvent que les documents que l'on possède sur une carène ne comprennent pas la valeur de A , ni le moyen de la calculer. On admettra alors (ce qui du reste est une hypothèse *en général* acceptable) que A et A' sont égaux. Alors, on a

$$2A + W = LB^2,$$

et les sept données fondamentales se réduisent effectivement à six, savoir :

$$L, l, S, p, B^2 \text{ et } W.$$

Il est évident que, pour que l'expression de la résistance de la carène soit *raisonnable et complète*, il faut qu'elle soit une fonction des sept données fondamentales qui se réduisent à six lorsque $A = A'$.

Il importe de remarquer que, en vue de l'évaluation du frottement de l'eau, il est essentiel de connaître la surface *mouillée réduite* de la carène, Σ . Mais,

(¹) Voir la Note relative à l'évaluation de la dimension L dans le cas général (p. 77).

en réalité, cette grandeur est une fonction des données précédentes et on ne saurait la considérer comme constituant une nouvelle donnée fondamentale.

Si l'on n'en a pas fait un relevé direct, il sera, en général, très suffisant de la calculer au moyen de la formule approchée suivante :

$$\Sigma = l\beta \left(\frac{W}{B^2} \right) + p\beta \left(L + \frac{W}{B^2} \right).$$

On a posé $\beta = \sqrt{\frac{B^2}{lp}}$.

2. *Accessoires de la Carène.* — A la carène proprement dite se rattachent divers accessoires, dont les formes et dimensions n'ont pas de relation directe avec les caractéristiques géométriques de cette carène; on devra donc estimer à part leur influence sur la résistance. Ces accessoires sont les quilles diverses, les supports et arbres d'hélice, les cages d'hélices, le gouvernail.

Au point de vue du frottement, on devra évaluer directement les grandeurs suivantes :

σ , Somme des surfaces mouillées latérales des quilles diverses;

σ_1 , Somme de la surface mouillée du gouvernail (qui est le double de sa surface active) et des surfaces des supports d'arbres porte-hélices, ainsi que des parties extérieures de ces arbres.

Enfin, comme il sera expliqué plus loin au sujet de la résistance directe, il faudra évaluer la surface de la section transversale de l'étambot arrière, s'il existe, ou du gouvernail (s'il n'y a pas d'étambot arrière et s'il existe néanmoins une cage d'hélice), et celle des supports d'arbres porte-hélices; on devra aussi apprécier la finesse des sections horizontales de ces divers accessoires.

3. *De la Carène fictive.* — Le rectangle à côtés verticaux, circonscrit à la maîtresse section B^2 , a pour dimensions l et p et pour surface $lp > B^2$; un rectangle semblable, de surface égale à B^2 , aura pour dimensions $l\beta$ et $p\beta$

en posant $\beta = \sqrt{\frac{B^2}{lp}}$. Il est rationnel de considérer $p\beta$ comme véritable profondeur moyenne de la carène.

Si l'on substitue à chaque section transversale un rectangle de même surface que cette section et de profondeur égale à $p\beta$, on constituera une carène à fond plat et à côtés verticaux, et ayant le même volume W que la carène réelle, et que j'appellerai *Carène intermédiaire*.

Cette carène intermédiaire présente avec la carène réelle une analogie particulièrement intéressante.

Si, en effet, en chaque point de la longueur L on élève de chaque bord une ordonnée équivalente à la surface de la demi-section transversale correspondante de la carène réelle, on obtient une courbe fermée symétrique dont

l'aire mesure le volume W et qui rend compte de l'affinement progressif des formes vers l'avant et vers l'arrière. Elle ne dépend que de la surface des sections transversales et nullement de leur forme, et elle est *identique*, au facteur constant près $p\beta$, au contour curviligne de la carène intermédiaire qui vient d'être définie.

On conçoit que, du moment où l'on accepte l'hypothèse que les réactions du liquide sur la carène se réduisent à des efforts horizontaux, on soit fondé à considérer, à titre d'approximation, cette carène intermédiaire aux lieu et place de la carène réelle à divers points de vue.

Toutefois, la nature curviligne du contour horizontal de cette carène intermédiaire ne permet pas l'application de formules algébriques, et il est nécessaire d'envisager une nouvelle simplification.

On remarquera que, pour la carène intermédiaire, les volumes d'affinement A et A' sont bien les mêmes que ceux de la carène réelle; le cylindre circonscrit de longueur L et à base *curviligne* (maîtresse section B^2) est devenu simplement un prisme droit de même longueur L , à base *rectangulaire* de même surface B^2 , et par suite ayant le même volume LB^2 ; ce prisme est circonscrit à la carène intermédiaire. Cela posé, menons de l'extrémité avant deux plans symétriquement inclinés de chaque bord sur le plan longitudinal, de manière à séparer du prisme droit circonscrit un volume égal à A ; faisons de même à l'extrémité arrière en séparant un volume égal à A' . Du prisme droit circonscrit, ainsi découpé et affiné, il restera un solide de volume égal à $LB^2 - A - A'$, c'est-à-dire à W .

On aura ainsi obtenu une carène polyédrique à contours rectilignes, que j'appellerai *Carène fictive*, et qui aura les mêmes caractéristiques principales que la carène intermédiaire, c'est-à-dire :

Même longueur totale.....	L ,
Même largeur maximum.....	$l\beta$,
Même profondeur.....	$p\beta$,
Même volume.....	W ,
Mêmes volumes d'affinements.....	A et A' ,

et, par suite, même surface de contour horizontal, ou ligne d'eau.

C'est cette carène fictive ⁽¹⁾, déduite comme il vient d'être dit de la carène réelle, que l'on est conduit à lui substituer à divers points de vue. On voit qu'elle se compose pour la région milieu d'un prisme *droit*, et pour chaque région extrême, d'un prisme triangulaire en forme de coin. La longueur de chaque région extrême est facile à déterminer; d'après la manière même dont la carène fictive a été déduite, on a pour la longueur de la partie trian-

(¹) Il convient de rappeler ici que M. Kirk, Ingénieur anglais, paraît être le premier qui, en 1880, ait appelé l'attention sur ce genre de considérations.

gulaire avant

$$L_N = \frac{2A}{B^2},$$

et pour celle de l'arrière

$$L_R = \frac{2A'}{B^2}.$$

Dans le cas où $A = A'$, on aurait

$$L_A = L_N = L_R = \frac{2A}{B^2} = \frac{LB^2 - W}{B^2}.$$

Posant d'une manière générale

$$L_A = L - \frac{W}{B^2},$$

on a les relations

$$L_N = \frac{2A}{B^2},$$

longueur de la partie avant en forme de coin;

$$L_R = 2L_A - L_N,$$

longueur de la partie arrière en forme de coin, et

$$L_N = L_R = L_A$$

dans le cas où $A = A'$.

Les angles i' et i'' que forment à l'avant et à l'arrière les faces des coins avec le plan longitudinal sont définis par les relations

$$\text{tang } i' = \frac{l\beta}{2L_N}$$

pour la partie avant,

$$\text{tang } i'' = \frac{l\beta}{2L_R}$$

pour la partie arrière.

Lorsque $A = A'$, on a évidemment $i' = i''$; désignant par i la valeur commune à i' et à i'' , on a alors

$$\text{tang } i = \frac{l\beta}{2L_A}$$

pour chaque partie extrême.

La surface de flottaison de la carène fictive est la même pour toutes les lignes d'eau, et égale à $\frac{W}{\rho\delta}$, et différente par suite de la surface de flottaison S de la carène réelle. Le rapport $\frac{Sp\beta}{W}$ est intéressant à considérer; il oscille en général entre les valeurs 1,13 et 1,30.

L'expression de la surface mouillée réduite ou surface frottante *réduite* est particulièrement simple. Il n'est pas utile de revenir ici sur la définition de cette grandeur (voir l'Ouvrage de MM. Pollard et Dudebout déjà cité,

t. III, paragraphes 277 et 278) qui entre comme facteur dans l'évaluation approchée de la résistance due au frottement. Pour la carène fictive, sa valeur est évidemment $\frac{W}{\rho\beta}$ pour le fond et $\rho\beta \times 2L$ pour les faces verticales, ce qui revient identiquement à

$$2\beta \frac{W}{B^2} + 2\rho\beta L.$$

Cette valeur est toujours notablement supérieure à celle de la surface mouillée réduite de la carène réelle, lorsque celle-ci présente des formes ordinaires. En remarquant que $\frac{W}{B^2}$ est toujours plus petit que L , et que par suite $L + \frac{W}{B^2}$ est plus petit que $2L$, j'ai été conduit à considérer pour la carène réelle l'expression

$$\Sigma = 2\beta \left(\frac{W}{B^2} \right) + \rho\beta \left(L + \frac{W}{B^2} \right),$$

qui, vérifications faites, se trouve représenter avec beaucoup d'approximation la surface mouillée réduite de la carène réelle; l'erreur, d'après de nombreux exemples, ne paraît pas dépasser 3 pour 100 quand il s'agit de formes ordinaires.

CHAPITRE II.

4. *Analyse des phénomènes dont l'ensemble constitue la Résistance de la Carène.* — En suivant une méthode analogue à celle adoptée d'abord par l'amiral Bourgois et développée depuis par W. Froude, il y a lieu de considérer :

1° La résistance *directe*, correspondant à l'écartement, *supposé horizontal*, des filets liquides pour livrer passage à la carène et à leur rapprochement, *supposé également horizontal*, pour combler le vide résultant de ce passage;

2° La résistance due au frottement de la surface mouillée et qui dépend non seulement de cette surface elle-même, mais aussi de sa nature;

3° La résistance résultant des dénivellations plus ou moins complexes produites, les unes par la partie avant, les autres par la partie arrière de la carène.

Si la partie arrière est suffisamment distante de l'avant, on peut admettre que les systèmes ondulatoires provenant de l'avant se sont pratiquement éteints avant de se trouver en rapport avec cette partie arrière. Les résistances propres à chaque extrémité sont alors indépendantes l'une de l'autre; c'est ce qui aurait lieu théoriquement pour un navire quelconque dont on allongerait suffisamment la maîtresse partie; il faudrait, de plus, supposer que,

pour toute cette région d'allongement, le coefficient de frottement de la surface serait nul, afin de ne pas introduire, de ce fait, un autre élément de résistance.

En général, au contraire, dès que la vitesse est relativement un peu élevée, les systèmes ondulatoires créés par l'avant ont conservé assez d'importance pour réagir sur ceux créés par l'arrière, auxquels ils viennent se superposer. On doit donc de plus considérer :

4° La variation de résistance provenant de la réaction du *résidu* du système ondulatoire créé par l'avant sur le système ondulatoire créé par l'arrière. Cette réaction peut, selon les cas, soit augmenter, soit diminuer la résistance totale qui serait due aux dénivellations dans l'hypothèse où les parties avant et arrière de la carène seraient suffisamment éloignées pour agir indépendamment l'une de l'autre.

CHAPITRE III.

DE LA RÉSISTANCE DIRECTE.

5. *Examen de la Résistance directe dans le cas de la Carène fictive.* — Je chercherai d'abord à analyser ce qui se passe à l'avant de cette carène et, pour simplifier la notation, je désignerai par i au lieu de i' l'angle commun que font toutes les lignes d'eau avec le plan longitudinal.

Un filet liquide, venant *en contact* avec l'avant, s'infléchit de l'angle i et la projection sur l'axe de sa vitesse, qui était égale à v (vitesse relative), se réduit à $v \cos i$; le même fait se produit sur toute la hauteur $p\beta$ de la carène et la masse liquide d'épaisseur dy , qui subit cet infléchissement i dans l'unité de temps, a pour valeur $\frac{\varpi}{g} v (p\beta) dy$, ϖ étant le poids spécifique de l'eau de mer. Il résulte de là, d'après le théorème des réactions, un effort résistant sur la carène dont la composante suivant l'axe (autrement dit, suivant la direction de la vitesse v) est égale au produit de la masse par $v(1 - \cos i)$, soit à

$$\frac{\varpi}{g} v^2 (p\beta) (1 - \cos i) dy.$$

La tranche liquide, infiniment voisine de la première, est soumise à une déviation que l'on peut définir par l'angle $i - di$, et produit un effet dont l'expression ne diffère de la précédente que par la substitution de $i - di$ à i . D'une manière générale, une tranche liquide, prise à une distance y de l'axe avant tout infléchissement, subira une déviation ε et donnera lieu à un effet résistant représenté par $\frac{\varpi}{g} v^2 (p\beta) (1 - \cos \varepsilon) dy$. Il est évident que y et ε sont

liés par une certaine loi $y=f(\varepsilon)$; par suite, la somme des résistances dues à l'infléchissement des tranches liquides sera exprimée par l'intégrale définie

$$\frac{\pi}{g} \nu^2 (p\beta) \int_0^i (1 - \cos \varepsilon) d\gamma,$$

cette intégrale s'étendant de la tranche subissant l'infléchissement i jusqu'à celle dont l'infléchissement est pratiquement négligeable.

La demi-largeur de la carène étant $\frac{l\beta}{2}$, je désignerai par $n \frac{l\beta}{2}$ la distance à l'axe de la tranche liquide dont l'infléchissement est pratiquement nul, et j'admettrai que ε pour une tranche quelconque est simplement proportionnel à sa distance $n \left(\frac{l\beta}{2} \right) - y$ à la tranche non déviée, distance comptée avant toute perturbation, lorsque les tranches sont encore parallèles. On aura donc

$$\frac{\varepsilon}{i} = \frac{n \frac{l\beta}{2} - y}{n \frac{l\beta}{2}},$$

formule qui donne bien $\varepsilon=0$ pour $\left(\frac{n l\beta}{2} - y \right) = 0$ et $\varepsilon=i$ pour $\left(\frac{n l\beta}{2} - y \right) = \frac{n l\beta}{2}$.

Effectuant l'intégration, on obtient

$$\int_0^i (1 - \cos \varepsilon) d\gamma = n \left(\frac{l\beta}{2} \right) \left(1 - \frac{\sin i}{i} \right).$$

Observant que le facteur $1 - \frac{\sin i}{i}$ diffère toujours très peu de $\frac{1 - \cos i}{3}$ pour toute valeur de i comprise entre 0° et 90° , je me suis arrêté à l'expression plus commode $n \frac{l\beta}{2} \left(\frac{1 - \cos i}{3} \right)$, qui a l'avantage de rappeler la forme même de l'expression différentielle ayant servi de point de départ. Cela revient, du reste, au fond, à admettre pour la loi $y=f(\varepsilon)$ une relation légèrement différente de celle qui a été indiquée ci-dessus.

Il n'y a plus qu'à remplacer $\int_0^i (1 - \cos \varepsilon) d\gamma$ par sa valeur, à doubler puisqu'il y a deux bords symétriques, et l'on arrive, en tenant compte que $(p\beta) \times (l\beta) = B^2$ à la formule

$$\frac{\pi}{g} B^2 \nu^2 n \left(\frac{1 - \cos i}{3} \right).$$

Il reste à déterminer n . Or, il paraît rationnel d'admettre que, pour la limite $i=0$ correspondant à une carène infiniment aiguë, la largeur de la

tranche liquide, participant à l'infléchissement de chaque bord, tend à se confondre avec la demi-largeur $\frac{l\beta}{2}$, c'est-à-dire que l'on doit alors avoir $n = 1$; d'autre part, il paraît probable que la largeur de cette tranche ne dépasse guère le double de $\frac{l\beta}{2}$ lorsque la carène est telle que i atteint 90° , ce qui revient à dire que, dans ce cas, la valeur de n est voisine de 2. On peut donc, avec beaucoup de probabilité, prendre pour n une expression du genre de celles-ci

$$(1 + \sin i) \text{ ou } (1 + \sin^2 i) \text{ ou } (2 - \cos i).$$

C'est cette dernière qu'il m'a paru convenable, après examen, d'adopter; on arrive ainsi en définitive à la formule

$$\frac{\pi}{g} B^2 v^2 \frac{(2 - \cos i)(1 - \cos i)}{3}.$$

Lorsque $i = 90^\circ$, le coefficient de $\frac{\pi}{g} B^2 v^2$ serait égal à 0,666. Il est intéressant de comparer cette valeur à celle que Dubuat a constatée expérimentalement par l'observation des pressions élémentaires supportées par un plan perpendiculaire au courant (voir l'Ouvrage déjà cité de MM. Pollard et Dudebout, t. III, n° 270). Qu'il s'agisse d'un plan mince, de la face d'un cube ou de la face d'un prisme droit plus allongé que le cube, Dubuat a trouvé pour le coefficient de $\frac{\pi}{2g} B^2 v^2$ la valeur 1,19, autrement dit la valeur 0,595 pour le coefficient de $\frac{\pi}{g} B^2 v^2$. Il semblerait donc qu'il y a un écart de 12 pour 100 entre le résultat expérimental et l'indication fournie par la formule proposée. Mais, bien que cet écart soit admissible pour un genre de phénomènes dont l'observation est difficilement précise, il convient de remarquer qu'il est *en réalité* beaucoup moindre. En effet, lorsqu'une face plane se présente perpendiculairement au courant, il se forme à l'avant une proue liquide stagnante, en sorte que tout se passe comme si l'angle d'attaque était inférieur à 90° . Si l'on admet, ce qui n'a rien d'excessif, que cet angle n'est effectivement, par suite de l'effet de la proue liquide, que de 85° , il faut faire seulement $i = 85^\circ$ dans la formule précédente; le coefficient de $\frac{\pi}{g} B^2 v^2$ n'est plus alors que 0,582; c'est presque exactement le chiffre trouvé par Dubuat.

Il importe de remarquer que Dubuat opérait sur des corps suffisamment immergés pour que l'agitation superficielle fût négligeable, et que par suite ses observations se rapportent bien au cas simple que j'envisage ici, celui où la résistance directe n'a d'autre cause que l'écartement et l'infléchissement des filets liquides sans adjonction de phénomènes ondulatoires.

En poursuivant cette analyse, on remarque que les tranches liquides subis-

sent un deuxième infléchissement en sens contraire qui les ramène à leur direction primitive le long de la partie cylindrique de la carène fictive. Par suite de la forme même de cette carène, ce deuxième infléchissement correspond à une *dépression* le long des faces *latérales longitudinales*; ces dépressions sont égales de chaque bord, normales à ces faces longitudinales et de sens contraire; cet effet est équilibré par la rigidité de la coque et ne donne lieu à aucune composante dans le sens de la vitesse.

A l'arrière il est évident que l'infléchissement comporte deux phases complètes équivalentes et inverses, dont les réactions s'équilibrent de chaque bord sur la demi-largeur de la carène; cela tient à ce que, à l'arrière, les tranches liquides infléchies de chaque bord viennent forcément s'équilibrer l'une et l'autre le long du plan médian. L'effet résultant doit donc être *nul* sur la carène dans le sens longitudinal. Toutefois, comme le passage de la partie milieu à la partie arrière comporte un angle brusque plus ou moins accusé, il se produit à cet endroit des remous plus ou moins violents qui déterminent une certaine dépression. Il résulte donc de ce fait une certaine résistance, relativement faible, il est vrai, mais non complètement négligeable.

Cette manière de voir est d'accord avec les expériences de Dubuat déjà citées. Ainsi, pour un plan mince, Dubuat a trouvé que la résistance relative à la face arrière était à peine supérieure à la moitié de celle relative à la face avant; pour un cube, ce rapport tombe au-dessous du quart; pour un prisme droit dont la longueur est égale à 3 fois la largeur, il n'est plus que de $\frac{1}{4}$. On comprend donc que pour une carène fictive à extrémités tant soit peu affinées, la résistance due à la partie arrière ne soit qu'une minime fraction de celle qui est causée à l'avant.

6. Examen de la Résistance directe dans le cas d'une Carène réelle. — Les lignes d'eau de la carène réelle ont des formes à courbure continue, et non plus anguleuses comme celles de la carène fictive. Étant données du reste les restrictions de principe tout d'abord énoncées, il suffira de considérer ici la carène intermédiaire au lieu et place de la carène réelle.

Le premier infléchissement (auquel se rapporte la formule établie ci-dessus) se produit sur la carène intermédiaire comme sur la carène fictive, et, à titre approximatif, peut être exprimé par la même fonction de l'angle i . Mais le deuxième infléchissement en sens inverse commence évidemment à se produire bien avant que les tranches liquides aient atteint le travers de la partie cylindrique. Il en résulte que non seulement le premier infléchissement (donnant lieu à une résistance à la marche) correspond alors à une largeur moindre que $\frac{l\beta}{2}$, mais de plus que la dépression, corrélative du deuxième infléchissement en sens inverse, réagit sur une partie de l'avant plus ou moins inclinée sur le plan longitudinal; par suite cette réaction donne lieu dans cette région à une composante longitudinale de sens inverse

à la résistance éprouvée par la partie antérieure de la carène et analysée ci-dessus.

Cela revient, en définitive, pour la carène intermédiaire (et pour la carène réelle), à affecter B^2 d'un coefficient de réduction dans la formule précédente. Pour fixer les idées, supposons que le premier infléchissement soit devenu complet lorsque les tranches liquides ont atteint le travers de la section de la carène dont la largeur n'est que les 0,57 de la largeur ($l\beta$) de la région cylindrique, et que, sur le restant de cette largeur, soit $0,43 \times \frac{l\beta}{2}$, la réaction subie par la carène change de signe en conservant la même valeur élémentaire moyenne. Cela conduira, dans la formule précédente, à substituer à B^2 la valeur $0,57B^2 - 0,43B^2$, soit $0,14B^2$.

Cette hypothèse paraît avoir des conséquences vraisemblables et c'est celle que j'ai adoptée. Donc, pour la carène intermédiaire (et en moyenne pour la carène réelle), la résistance directe de la partie avant, ou poupe, sera exprimée par la formule

$$0,14 \frac{\varpi}{g} B^2 v^2 \frac{(2 - \cos i)(1 - \cos i)}{3}.$$

En ce qui concerne la partie arrière, ou poupe, il résulte de ce qui a été dit à propos de la carène fictive, et en plus du fait de l'absence de parties anguleuses, que l'on doit *négliger* complètement l'effet de la résistance directe.

En définitive, la résistance directe de la carène intermédiaire (et par hypothèse celle de la carène réelle) doit être évaluée par la formule

$$0,14 \frac{\varpi}{g} B^2 v^2 \frac{(2 - \cos i')(1 - \cos i')}{3}.$$

C'est l'angle i' qui, finalement, doit être seul pris en considération, puisque la résistance est indépendante de l'angle i'' relatif à l'arrière.

Dans cette formule, le mètre est l'unité de dimension, et, par suite, la tonne l'unité de poids. Pour exprimer la résistance en *kilogrammes* et en eau de mer, on devra prendre $\varpi = 1026^{\text{kg}}$. Effectuant les calculs, on arrive, en chiffres ronds, à l'expression

$$5 B^2 v^2 (2 - \cos i')(1 - \cos i'),$$

qui sera utilisée dans la suite de cette étude.

Il n'est pas sans intérêt de faire remarquer que, dans certaines conditions, les deux phases inverses de la réaction des filets liquides sur l'avant de la carène peuvent arriver à s'égaliser à peu près complètement comme effet produit. On a été conduit à substituer à B^2 une expression du genre $\alpha B^2 - (1 - \alpha)B^2$; or, si α se rapproche de $\frac{1}{2}$, cette expression tend vers zéro. On peut donc concevoir que les lignes d'eau aient une forme telle que la résistance directe s'annule complètement. C'est la conclusion qui résulte de la théorie dite des

lignes de courant (*Stream-Lines*). Au reste, lorsque la carène est aussi fine que celle de beaucoup de navires actuels, il est aisé de vérifier que la quantité $5B^2v^2(2 - \cos i'')(1 - \cos i')$ est négligeable relativement aux autres causes de résistance.

Je désignerai par $\mu_0 v^2$ ce terme de la résistance directe.

7. Résistance directe due aux accessoires de la Carène. — La carène proprement dite est accompagnée d'accessoires qui occasionnent au sein de la masse liquide des perturbations toutes locales, dont l'influence, par suite de leur nature même, doit être évaluée séparément; ils constituent, en effet, de véritables discontinuités par rapport à l'ensemble. Ainsi la présence d'une cage d'hélice conduit à considérer à part la perturbation causée par l'étambot arrière (ou par le gouvernail s'il n'y a pas d'étambot arrière); il en est de même pour les supports d'arbres porte-hélices dans le cas de deux hélices. C'est une résistance spéciale que l'on ne peut guère apprécier autrement que par l'application d'une formule du genre $R = Kb^2v^2$ et des résultats expérimentaux obtenus dans cet ordre de faits; b^2 est la section transversale verticale de la pièce considérée, et K un coefficient qui, comme on le sait, varie en moyenne entre 2^{te} et 5^{te} , selon le degré d'affinement de la pièce dans le sens horizontal.

On constatera souvent que la résistance ainsi calculée des accessoires de la carène est supérieure à la résistance directe admise pour la carène proprement dite, dès que celle-ci présente un assez grand degré de finesse. Il n'y a là rien de réellement anormal, car on doit considérer que les accessoires agissent surtout en créant des remous locaux, des tourbillons qui correspondent à des pertes de force vive relativement importantes.

Je désignerai par $\mu_1 v^2$ ce terme de résistance directe spéciale.

CHAPITRE IV.

DE LA RÉSISTANCE DUE AU FROTTEMENT.

8. Examen des expériences exécutées par W. Froude sur des panneaux minces rectangulaires. — Les seules données un peu précises que l'on possède sur la mesure du frottement sont celles qui résultent des expériences bien connues de W. Froude. Elles ont été faites avec un très grand soin et habilement conduites. Cependant W. Froude lui-même reconnaît qu'elles comportent certaines anomalies, qu'il déclare embarrassantes et difficiles à expliquer.

La région des vitesses, au cours des expériences, était comprise entre $0^{m},50$

et 4^m environ; les panneaux, minces et rectangulaires, de longueur variable, avaient tous une largeur uniforme de 0^m,475 et une épaisseur de 0^m,005.

Les deux conclusions générales mises en lumière par W. Froude sont énoncées par lui dans les termes suivants :

1^o Les principaux résultats confirment la loi de proportionnalité du frottement *au carré* de la vitesse.

2^o Le frottement par unité de surface diminue à mesure que la surface s'allonge.

W. Froude avait très justement prévu l'existence de cette deuxième loi, très bien vérifiée par ses expériences, et en a donné l'explication suivante, qui est parfaitement rationnelle :

« Il est généralement admis (dit-il dans son premier Rapport, en date du 10 août 1872) que la résistance au mouvement varie directement comme la surface et reste la même pour une surface donnée, que celle-ci soit large et courte ou longue et étroite. Mais il m'a toujours semblé qu'il ne pouvait pas en être ainsi, parce que la portion de surface qui se présente la première, tout en supportant la résistance de l'eau, doit, à son tour, communiquer au liquide un mouvement dans la direction qu'elle suit elle-même, d'où résulte que la portion de surface qui suit frottera, non plus contre de l'eau stagnante, mais bien contre de l'eau animée d'un léger mouvement dans le sens du sien et devra, par conséquent, en éprouver moins de résistance. »

Cela posé, et malgré sa première conclusion relative à la proportionnalité au carré de la vitesse, W. Froude a cru devoir représenter les courbes de résistance qu'il a obtenues par une formule telle que $\frac{R_f}{\Sigma} = \varphi' v^m$, R_f étant la résistance, Σ la surface totale mouillée, et m un nombre différent de 2 (bien que s'en rapprochant toujours beaucoup) dans un certain nombre de cas; φ' et m dépendant de la nature et de la longueur des surfaces.

Il est permis de se demander s'il ne serait pas plus rationnel d'admettre la relation générale $\frac{R_f}{\Sigma} = \varphi v^2$ en la complétant par un certain *terme de perturbation* qui dépendrait, *de même que* φ , de la nature des surfaces et de leur longueur. Il semble que cette manière de voir peut être légitimée par les considérations suivantes :

Le travail de frottement n'est autre chose que celui qui est absorbé par la création et l'entretien d'un système de mouvements tourbillonnaires du liquide *le long* de la surface frottante; étant donnée la nature de ces mouvements, il est rationnel d'admettre que la somme de leurs forces vives est proportionnelle à v^2 , lorsque la vitesse v de la surface frottante est uniforme, et aussi *lorsque ces mouvements présentent un ensemble réellement permanent*. Cette permanence existe-t-elle pour de faibles valeurs de la vitesse? Le contraire est extrêmement probable.

Ce qu'on appelle *frottement* du liquide sur une surface n'est autre chose

que la propriété que possède cette surface d'immobiliser pour un moment sur chacun de ses points, par adhérence, des molécules liquides qui se détachent ensuite et sont encore de nouveau reprises, puis abandonnées. Le mouvement peut être permanent dans son ensemble lorsque ce phénomène affecte des intermittences élémentaires régulières; mais on conçoit que ces intermittences présentent des phases de durée très variable lorsque la vitesse est faible, et ne tendant à s'uniformiser que lorsque la vitesse moyenne générale devient suffisamment grande, cette vitesse agissant comme un régulateur de plus en plus puissant. L'uniformité est atteinte pratiquement pour une vitesse plus ou moins élevée selon la nature de la surface, et l'on peut admettre qu'elle existe pour toute nature de surface à partir d'une certaine vitesse (3^m environ).

Or, suivant un principe général, l'entretien d'un mouvement *permanent* exige, pour une condition donnée de vitesse moyenne du système, une dépense de force vive moindre que celui d'un mouvement à phases irrégulières, oscillant, pour ainsi dire, autour d'un état moyen qui correspondrait au mouvement permanent; et la différence est d'autant plus grande que l'irrégularité des phases est plus accentuée, c'est-à-dire, dans le cas présent, que la vitesse moyenne considérée est plus faible.

Ces considérations conduisent à penser que, si la résistance de frottement pour un mouvement *permanent* est représentée par $(\varphi v^2) \Sigma$, la résistance réelle le sera par une fonction du genre $(\varphi v^2) \Sigma + \left[\frac{\alpha}{1 + \left(\frac{v^2}{a} \right)^n} \right]$.

On doit s'attendre aussi à ce que le terme de perturbation soit d'autant plus important, toutes choses égales d'ailleurs, que la surface est plus longue; en effet, pour une même vitesse v considérée, la vitesse *moyenne* des molécules liquides par rapport à la surface frottante étant d'autant plus réduite que la surface est plus longue, à cause de l'entraînement graduel des molécules vers l'avant, il s'ensuit que les irrégularités des phases dont il est question ci-dessus sont plus accentuées. Le paramètre α de l'expression précédente doit donc augmenter quand la longueur L augmente, et tendre vers une valeur supérieure limite; il doit donc être d'une forme analogue à $\left(\frac{L}{q+L} \right)^p$.

De tout ce qui précède on est porté à conclure que, si les expériences de W. Froude avaient été exécutées entre des limites de vitesse plus élevées (entre 3^m et 7^m, par exemple, au lieu de 0^m,50 et 4^m), elles eussent fourni des résultats concordant à peu près exactement avec la loi $\frac{R_f}{\Sigma} = \varphi v^2$. La valeur de φ , pour chaque cas particulier, doit donc être très approximativement celle que l'on déduira de la relation $\varphi v^2 = \varphi' v^m$, en prenant $v = 3^m, 50$ (moyenne entre 3^m et 4^m), φ' et m étant les paramètres déterminés par W.

Froude pour la courbe d'interpolation; lorsque $m = 2$, on a, du reste, $\varphi = \varphi'$.

L'examen de l'ensemble des valeurs de φ ainsi déterminées conduit à une conclusion intéressante. Si, *pour chaque nature de surface*, on porte ces valeurs en ordonnées, en prenant la dimension L comme abscisse, on remarque qu'elles se distribuent très sensiblement suivant une hyperbole équilatère, ayant pour expression

$$(\varphi - \Phi)(Q + L) = \text{const.};$$

l'une des asymptotes est $L = -Q$, et l'autre $\varphi = \Phi$ correspond à la valeur limite inférieure que prend φ lorsque L tend vers l'infini. Si l'on désigne par φ_0 la valeur de φ qui correspondrait à $L = 0$, on peut écrire

$$\text{const.} = Q(\varphi_0 - \Phi),$$

et l'équation de l'hyperbole en question prend la forme

$$\varphi = \Phi + \frac{Q(\varphi_0 - \Phi)}{Q + L}.$$

Ainsi, *pour chaque nature de surface*, la valeur de φ ne dépend que de trois paramètres, Q , Φ et $Q(\varphi_0 - \Phi)$, ou, ce qui revient au même, Q , Φ et φ_0 , qui sont *caractéristiques* de la nature de la surface.

En ce qui concerne le terme de perturbation, j'ai été conduit à poser

$$\alpha = \frac{1}{3} \left(\frac{L}{Q + L} \right)^{\frac{1}{2}}$$

et $n = 3$; quant à α , c'est un quatrième paramètre caractéristique.

En définitive, on arrive à l'expression générale

$$\left(\frac{R_f}{\Sigma} \right) \left(\frac{1}{\rho^2} \right) = \left[\Phi + \frac{Q(\varphi_0 - \Phi)}{Q + L} \right] \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{L}{Q + L} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{1}{1 + \left(\frac{\alpha^2}{a} \right)^{\frac{1}{2}}} \right].$$

J'ai vérifié que cette équation représente, avec une grande approximation, tous les résultats obtenus par W. Froude, en attribuant aux quatre paramètres caractéristiques, pour chaque nature de surface, les valeurs inscrites dans le Tableau suivant :

Nature de la surface.	φ_0 .	Φ .	Q .	α .
Feuilles d'étain	0,1618	0,1127	5,50	1,50
Paraffine	0,2238	0,1140	1,95	1,00
Vernis	0,2272	0,1142	2,20	1,70
Sable fin	0,5510	0,1830	1,25	0,30
Calicot écru	0,6000	0,2200	1,00	1,00
Sable moyen	0,7550	0,2400	0,50	0,25
Sable gros	0,9850	0,2560	0,48	0,20

Il convient de mentionner deux cas particuliers qui paraissent être en con-

tradiction avec les considérations développées ci-dessus. En effet, les exposants de la vitesse indiqués par W. Froude ne devraient jamais, d'après ces considérations, être supérieurs à 2, et cependant cet exposant est 2,16 pour le panneau court ($L = 0,61$) recouvert de feuilles d'étain, et 2,06 pour le panneau long ($L = 15,24$) recouvert de sable fin.

En ce qui concerne le premier cas, on remarquera que les valeurs *absolues* de la résistance sont faibles, et qu'il suffit d'admettre des écarts de quelques grammes (40 grammes au plus) dans les observations, pour faire disparaître l'anomalie signalée. En ce qui concerne le cas du sable fin, l'exposant de la vitesse, d'après les courbes de W. Froude, reste égal à 2 pour les petits et moyens panneaux, et s'élève ensuite à 2,06 pour les plus longs panneaux; cela est contraire à toutes les autres constatations, d'après lesquelles, en effet, cet exposant, *lorsqu'il varie*, diminue, au contraire, à mesure que la longueur des panneaux augmente, et présente alors des variations *progressives*. Il y a donc lieu de mettre en doute cette valeur de 2,06, qui, du reste, diffère assez peu de 2.

Il convient d'ajouter que non seulement les exposants de vitesse, indiqués par W. Froude, ne devraient jamais être supérieurs à 2, mais que, théoriquement, ils ne devraient pas atteindre cette valeur, puisque alors le terme des perturbations serait rigoureusement nul. Cependant il n'y a là qu'une contradiction *apparente*; car il suffit, dans ce cas, d'admettre que le terme des perturbations soit assez faible pour que son influence ait échappé à l'observation; il en sera ainsi lorsque, par exemple, le paramètre α aura une valeur suffisamment petite (cas des sables de grosseurs diverses).

Je reproduis ci-après le Tableau des valeurs des coefficients φ' et des exposants m , données par W. Froude, tel qu'il a été traduit en mesures françaises dans l'Ouvrage de MM. Pollard et Dubeout. Ce Tableau sera utile à consulter en vue des rapprochements que l'on pourra désirer établir entre les résultats de W. Froude et les valeurs calculées d'après la formule indiquée ci-dessus.

		$L = 0^m, 61.$	$L = 2^m, 44.$	$L = 6^m, 10.$	$L = 15^m, 24.$
		^{k}	^{k}	^{k}	^{k}
Feuilles d'étain. {	$\varphi' \dots \dots$	0,132	0,148	0,154	0,156
	$m \dots \dots$	2,16	1,99	1,90	1,83
Paraffine {	$\varphi' \dots \dots$	0,211	0,176	0,154	"
	$m \dots \dots$	1,95	1,94	1,93	"
Vernis {	$\varphi' \dots \dots$	0,215	0,202	0,173	0,159
	$m \dots \dots$	2,00	1,85	1,85	1,83
Sable fin {	$\varphi' \dots \dots$	0,426	0,306	0,252	0,199
	$m \dots \dots$	2,00	2,00	2,00	2,06
Calicot écru . . . {	$\varphi' \dots \dots$	0,494	0,360	0,315	0,289
	$m \dots \dots$	1,93	1,92	1,89	1,87
Sable moyen . . . {	$\varphi' \dots \dots$	0,473	0,328	0,281	0,256
	$m \dots \dots$	2,00	2,00	2,00	2,00
Sable gros {	$\varphi' \dots \dots$	0,578	0,375	0,309	"
	$m \dots \dots$	2,00	2,00	2,00	"

9. *Application aux carènes de petites dimensions, ou modèles.* — Dans les dimensions habituelles, les carènes des modèles sont tout à fait comparables, au point de vue de la longueur et de la surface mouillée, aux diverses catégories de panneaux expérimentés par W. Froude. On est donc conduit à leur appliquer la formule précédente, en prenant pour valeur de L la longueur de la carène, et en adoptant les valeurs des quatre paramètres caractéristiques de la surface frottante; la surface mouillée devra être la somme $(\Sigma + \sigma + \sigma_1)$ définie plus haut, et calculée pour la carène que l'on considère.

Toutefois, et *tout au moins avec un doublage en feuilles d'étain*, seul cas que j'aie été en mesure d'analyser, il paraît certain que le terme des perturbations est plus important pour une carène de formes ordinaires que pour un panneau mince rectangulaire. Ce fait n'a, du reste, rien que de rationnel et de très vraisemblable, et il est aisé de le vérifier par l'examen des résistances constatées à faible vitesse sur des modèles.

C'est par 3 environ que ce terme semble devoir être multiplié quand il s'agit d'une carène doublée avec des feuilles d'étain, *et de formes un peu pleines*; en sorte que, *dans ce cas*, on doit employer la formule

$$\varphi = \left[\Phi + \frac{Q(\varphi_0 - \Phi)}{Q + L} \right] \left[1 + \left(\frac{L}{Q + L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{1}{1 + \left(\frac{v^2}{a} \right)^{\frac{1}{3}}} \right) \right]$$

avec $\varphi_0 = 0,1618$, $\Phi = 0,1127$, $Q = 5,50$ et $a = 1,50$.

Plus les formes s'affinent, plus faible doit être le coefficient du terme $\left(\frac{L}{Q + L} \right)^{\frac{1}{3}} \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{v^2}{a} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]$; sa valeur minimum $\left(\frac{1}{3} \right)$ correspond, comme il a été dit, aux panneaux minces.

10. *Application aux carènes de dimensions ordinaires.* — Pour des navires de dimensions ordinaires les vitesses inférieures à 3^m ne présentent pas d'intérêt sérieux; on est donc alors en droit de négliger le terme des perturbations, et il suffira d'employer la formule simplifiée

$$\frac{R_r}{(\Sigma + \sigma + \sigma_1)} \propto \frac{1}{v^3} = \varphi = \Phi + \frac{Q(\varphi_0 - \Phi)}{Q + L}.$$

Le terme $\frac{Q(\varphi_0 - \Phi)}{Q + L}$ est toujours très petit dans les cas ordinaires ($L \geq 50^m$); cette remarque montre quelle est l'importance du paramètre Φ que l'analyse des expériences de W. Froude a permis de mettre en évidence.

On a vu que tous les panneaux expérimentés par W. Froude avaient une section transversale uniforme et de hauteur égale à 0^m,475. Il est rationnel de penser que si cette dimension avait été plus considérable, les valeurs

constatées pour $\frac{R}{\Sigma}$ eussent été légèrement moins grandes, toutes choses égales d'ailleurs. En effet, de même que, par l'entraînement progressif du liquide, les portions de surface situées vers l'arrière bénéficient en partie de la résistance éprouvée par les tranches situées vers l'avant, de même une bande longitudinale de la surface doit bénéficier du voisinage des autres bandes longitudinales à cause de la viscosité du liquide. On est donc conduit à considérer que φ est fonction de la largeur moyenne de la surface, largeur qui peut être définie par le rapport $\left(\frac{\Sigma + \sigma + \sigma_1}{L}\right)$, et que, pour une même valeur de L , il est d'autant plus petit que ce rapport est plus élevé.

Il est toutefois très présumable que l'influence du rapport en question sur la valeur de φ est extrêmement faible, et j'estime qu'en définitive il n'y a pas lieu d'en tenir compte en général.

En principe, il serait nécessaire, pour chaque nature de surface de carène, de faire tout d'abord des expériences directes semblables à celles de W. Froude. Faute de données spéciales, voici comment on peut apprécier, dans un certain nombre de cas, la valeur de φ .

Si la peinture de carène employée est du genre vernissé, c'est-à-dire assimilable à l'enduit Hay, ou Peacock, on pourra prendre les caractéristiques indiquées plus haut pour le *verniss*, puisque W. Froude a constaté que ces peintures donnaient des résultats sensiblement identiques à ceux obtenus avec le vernis. On aura donc dans ce cas

$$\varphi = 0,1142 + \frac{0,2486}{2,20 + L}.$$

Si la peinture est au vert de Schweinfurth, on devra compter sur un coefficient un peu plus fort que pour le vernis; calculant la valeur de φ comme pour le vernis, j'estime qu'il conviendra d'augmenter le chiffre trouvé de 10 pour 100.

La peinture au minium peut être assimilée au sable fin, avec un degré de rugosité un peu moindre; on sera peu éloigné de la réalité en partant des caractéristiques relatives au sable fin, et en diminuant de 7 pour 100 le chiffre ainsi calculé.

Le doublage en cuivre est une surface métallique qu'il serait rationnel d'assimiler aux feuilles d'étain, si la surface de ce doublage était parfaitement lisse; il est même probable que son coefficient de frottement serait alors un peu inférieur à celui des feuilles d'étain. Mais les irrégularités dues au clouage et à la disposition imbriquée des feuilles de cuivre doivent contribuer à augmenter la résistance, *surtout pour les navires de dimensions médiocres*. Tout compte fait, et faute de données plus précises, on devra dans ce cas se contenter (Φ étant égal à 0,1127 pour les feuilles d'étain) d'attribuer

à φ une valeur comprise entre 0,11 et 0,12, suivant la grandeur du navire et à l'estime.

Je désignerai par $\mu_2 v^2$ le terme de la résistance due au frottement.

CHAPITRE V.

DE LA RÉSISTANCE CORRESPONDANT A LA FORMATION DE VAGUES A LA SURFACE LIBRE, DITES VAGUES SATELLITES.

11. *Considérations préliminaires.* — Sans entrer ici dans l'étude même des phénomènes, pour laquelle on n'aura qu'à consulter l'Ouvrage de MM. Pollard et Dudebout, je rappellerai que l'avant du navire crée un système de vagues satellites, divergentes et transversales, et l'arrière un système analogue; on peut dire sommairement que la différence entre les deux systèmes provient uniquement de ce que l'avant agit par refoulement et l'arrière par aspiration sur le liquide; d'où l'on doit présumer (et l'observation le confirme) que, toutes choses égales d'ailleurs, l'énergie correspondant au système créé par l'avant est supérieure à l'énergie correspondant au système créé par l'arrière.

Si la partie arrière de la carène était indéfiniment éloignée de la partie avant, on conçoit que les deux systèmes satellites auraient une existence parfaitement indépendante et correspondraient chacune à une dépense d'énergie propre; alors, en effet, le système ondulatoire créé par l'avant se serait éteint avant le passage de la partie arrière, et celle-ci n'agirait que sur une eau tranquille, absolument comme cela a lieu pour la partie avant.

Par contre, on conçoit aisément aussi que, si la partie arrière est suffisamment rapprochée de la partie avant, elle se trouvera en présence d'une masse liquide déjà soumise à des mouvements ondulatoires, et qu'il résultera de ce fait une modification du système qu'elle tendrait à créer naturellement en eau tranquille. Cette modification implique une *variation* dans la dépense d'énergie correspondant à ce système.

W. Froude, en 1877, a mis en lumière l'influence de ce genre de phénomènes par ses expériences sur la résistance des navires à maîtresse partie cylindrique de longueur variable (voir le *Traité de la Théorie du navire*, de MM. Pollard et Dudebout, t. III, p. 447 et suivantes). Il en résulte clairement que, pour chaque vitesse considérée, la résistance correspondant à la formation des vagues satellites (résistance résiduaire de Froude) tend vers une constante à mesure que la partie médiane cylindrique de la carène s'allonge; elle oscille autour de cette valeur constante limite, avec une amplitude d'autant plus marquée que la longueur de la partie médiane est plus faible.

Il y a donc lieu de rechercher d'abord quel est le terme de résistance qui correspond à la formation des vagues satellites dans le cas où l'avant et l'arrière seraient suffisamment éloignés l'un de l'autre pour que leurs actions individuelles soient indépendantes.

12. *Résistance dans le cas hypothétique où les parties avant et arrière de la carène seraient indéfiniment distantes l'une de l'autre.* — Les considérations développées dans le *Traité de la Théorie du navire*, de MM. Pollard et Dudebout (t. III, p. 438-441) indiquent que la résistance causée par la formation des vagues satellites doit comprendre un terme en v^4 , conformément, du reste, à ce qu'avait supposé l'amiral Bourgois.

D'autre part (voir le même *Traité*, t. III, p. 495 à 498), les observations faites par M. R.-E. Froude tendraient à prouver que l'énergie des systèmes de vagues créées est indépendante de la grandeur absolue des carènes, et que, par suite, étant données les lois de la similitude mécanique, la résistance serait uniquement proportionnelle à v^4 .

Cette dernière conclusion paraîtra excessive; cependant, tout en faisant la part d'une certaine exagération dans les appréciations de l'observateur, on n'en est pas moins conduit à penser que les phénomènes sont de telle nature que la résistance en question croît notablement plus vite que ne l'indiquerait la proportionnalité à v^4 .

J'ai donc cru devoir, non seulement représenter cette nature de résistance par une formule du genre $av^4 + bv^6$, mais aussi admettre que les coefficients a et b devaient être dans un tel rapport que le terme bv^6 eût une influence rapidement prédominante à mesure que la vitesse s'accroît.

Cela posé, il n'était guère possible de déterminer a et b autrement que par des tâtonnements méthodiques au moyen des documents divers d'expériences que j'avais à ma disposition. J'ai pris soin, naturellement, de rectifier les données en leur substituant des courbes moyennes d'allure parabolique, afin d'éliminer tout d'abord les oscillations périodiques dues à la réaction du système des vagues de l'avant sur celui des vagues de l'arrière.

Considérant la carène fictive, il m'a paru rationnel de mettre en évidence, dans les coefficients cherchés, les fonctions $l\beta \sin i$ et L_A , et d'envisager une expression telle que

$$a' l \beta \sin i \frac{v^4}{4g^2} \left(1 + \frac{b' v^2}{L_A} \right),$$

qui satisfait, du reste, aux lois de la similitude mécanique.

La surface de flottaison de la carène fictive étant égale à $\frac{W}{\rho\beta}$, il convenait de tenir compte de l'influence spéciale de la tranche voisine de la flottaison sur la formation des vagues en introduisant le rapport $\frac{S}{\left(\frac{W}{\rho\beta}\right)}$ dans le coeffi-

cient α' . D'autre part, le rapport $\frac{b'v^2}{L_A}$ entre les valeurs des deux termes m'a paru pouvoir être défini par la fonction $\frac{\pi v^2}{2L_A}$, π étant le rapport de la circonférence au diamètre. Finalement l'expression cherchée a pris la forme

$$K \left(\frac{Sp\beta}{W} \right)^{\frac{1}{2}} l\beta \sin i \frac{v^4}{4g^2} \left(1 + \frac{\pi v^2}{2L_A} \right).$$

L'analogie constatée entre le système créé par l'avant et celui créé par l'arrière conduit à poser

$$K' \left(\frac{Sp\beta}{W} \right)^{\frac{1}{2}} l\beta \sin i' \frac{v^4}{4g^2} \left(1 + \frac{\pi v^2}{2L_N} \right)$$

pour expression de la résistance avant, et

$$K'' \left(\frac{Sp\beta}{W} \right)^{\frac{1}{2}} l\beta \sin i'' \frac{v^4}{4g^2} \left(1 + \frac{\pi v^2}{2L_R} \right)$$

pour expression de la résistance arrière.

Reste à déterminer K' et K'' . Si l'on remarque que i' et i'' diffèrent en général peu l'un de l'autre, de même que L_N et L_R , on admettra, à titre d'approximation, que la somme des deux expressions est

$$(K' + K'') \left(\frac{Sp\beta}{W} \right)^{\frac{1}{2}} l\beta \sin i \frac{v^4}{4g^2} \left(1 + \frac{\pi v^2}{2L_A} \right).$$

Sous cette forme, les tâtonnements méthodiques m'ont amené à accepter pour $K' + K''$ la valeur

$$K' + K'' = \frac{1}{15} \times 1026,$$

1026^{kg} étant le poids d'un mètre cube d'eau de mer, et la résistance étant exprimée en kilogrammes.

D'autre part, on sait que les systèmes de vagues, créés l'un par l'avant, l'autre par l'arrière, peuvent être considérés comme semblables, et de plus un certain nombre d'exemples indiquent que le rapport entre les hauteurs de vagues de ces systèmes ne s'écarte pas beaucoup de 0,7, la hauteur du système avant étant la plus considérable. Comme la longueur d'onde est la même pour les deux systèmes, leurs énergies respectives, et par suite les résistances de carène correspondantes, doivent être dans le rapport $\frac{1}{4}$ qui est le carré de 0,7.

On a donc

$$K'' = \frac{1}{4} K'$$

et par suite

$$K' = \frac{2}{3} \times 1026, \quad K'' = \frac{1}{3} \times 1026,$$

et finalement on arrive aux expressions

$$\frac{1}{45} \times \left(\frac{1026}{4g^2} \right) \left(\frac{Sp\beta}{W} \right)^{\frac{1}{2}} l\beta \sin i' v^4 \left(1 + \frac{\pi v^2}{2L_N} \right)$$

pour la résistance correspondant à l'avant, et

$$\frac{1}{45} \times \left(\frac{1026}{4g^2} \right) \left(\frac{Sp\beta}{W} \right)^{\frac{1}{2}} l\beta \sin i'' v^4 \left(1 + \frac{\pi v^2}{2L_R} \right)$$

pour la résistance correspondant à l'arrière.

Si $i' = i'' = i$ et par suite $L_N = L_R = L_A$ la somme de ces deux expressions prend la forme

$$\frac{1}{45} \times \left(\frac{1026}{4g^2} \right) \left(\frac{Sp\beta}{W} \right)^{\frac{1}{2}} l\beta \sin i v^4 \left(1 + \frac{\pi v^2}{2L_A} \right).$$

Je désignerai par $(\mu'_3 v^2)$ le terme correspondant à l'avant, par $(\mu''_3 v^2)$ le terme correspondant à l'arrière, et je poserai

$$\mu_3 = \mu'_3 + \mu''_3.$$

13. Résistance additionnelle dans le cas réel où les parties avant et arrière de la carène sont distantes d'une quantité finie. — L'évaluation de cette résistance a pour point de départ les idées exposées par M. R.-E. Froude dans le Mémoire dont on trouvera l'analyse dans le *Traité de la Théorie du Navire* de MM. Pollard et Dubeout (t. III, p. 441 et suiv.).

L'action de l'avant du navire, pour créer par refoulement son système de vagues satellites, est consacrée à former la *crête* et le *talus postérieur* de la première vague; le *premier creux* et les autres caractères distinctifs du système suivent ensuite naturellement comme parties d'un ensemble déjà formé. De même, l'action de l'arrière, pour créer par aspiration son système de vagues satellites, est consacrée à former le *creux* et le *talus antérieur* de la première vague, la *première crête* et les autres caractères distinctifs du système suivant ensuite naturellement.

L'ondulation primitive formée par refoulement à l'avant ne prend le caractère d'une onde d'oscillation qu'à partir du premier creux; à partir de là, et en allant vers l'arrière, la longueur totale d'onde Λ est définie par la formule connue $\Lambda = \frac{2\pi}{g} v^2 = 0,64 v^2$; mais la distance du premier creux à la première crête de formation n'est qu'une fraction de $\frac{\Lambda}{2}$, et cette fraction est d'autant plus faible que la vitesse est plus grande; autrement dit, tout se passe, *par rapport au reste du système*, comme si ce système résultait d'une crête d'onde d'oscillation située sur l'avant de la véritable crête de formation, et

d'autant plus sur l'avant que la vitesse est plus élevée; au reste, la véritable crête de *formation* paraît toujours avoir son origine à la même position par rapport au navire quelle que soit la vitesse.

L'ondulation primitive formée par aspiration à l'arrière paraît, au contraire, prendre de suite, ou presque de suite, les caractères d'une onde d'oscillation; il est surtout intéressant de constater que, de même que pour l'avant, le creux arrière de *formation* paraît toujours avoir son origine à la même position par rapport au navire, quelle que soit la vitesse.

J'ai cherché à définir la position de la crête de formation avant et celle du creux de formation arrière par rapport au navire; la première paraît pouvoir être fixée à une distance égale à $\frac{1}{4} L_A \cos^2 i'$ en arrière de l'extrémité avant de la dimension L , et la seconde à une distance égale à $\frac{1}{4} L_R \cos^2 i''$ en avant de l'extrémité arrière de cette dimension. Par suite, la distance des origines de formation des deux systèmes ondulatoires serait

$$\Delta_0 = L - \frac{1}{4} (L_A \cos^2 i' + L_R \cos^2 i''),$$

soit approximativement $\Delta_0 = L - \frac{1}{4} L_A \cos^2 i$.

Si, à la crête de *formation* réelle de l'avant, on substitue virtuellement la crête d'onde d'oscillation fictive qui donnerait lieu au même premier creux avant et au même système subséquent, on aura à considérer entre les origines une distance $\Delta > \Delta_0$. On peut évaluer que la distance du premier creux avant à la crête réelle de formation n'est que les $\frac{2}{3}$ de la demi-longueur d'onde d'oscillation $\frac{\Lambda}{2}$; donc, la crête d'oscillation fictive en question se trouverait en avant de la crête de formation réelle à une distance égale à $\frac{1}{3} \times \frac{\Lambda}{2} = \frac{1}{3} \left(\frac{\pi v^2}{g} \right)$, et l'on devra poser

$$\Delta = \Delta_0 + \frac{1}{3} \left(\frac{\pi v^2}{g} \right).$$

Δ_0 est, en somme, la valeur limite de Δ quand la vitesse tend vers zéro. On remarquera que cette expression satisfait aux lois de similitude.

Ayant éliminé de cette manière la perturbation correspondante à la formation par refoulement du système avant, je ne considérerai que les valeurs de Δ pour définir la position relative des origines des deux systèmes.

Soit, maintenant, n un nombre que je suppose d'abord *entier*. Si Δ est précisément égal à $n \left(\frac{2\pi v^2}{g} \right)$, il est évident que le résidu du système avant vient se superposer au système arrière avec une phase exactement inverse, puisqu'une de ses crêtes vient coïncider avec le premier creux arrière. Si Δ est précisément égal à $\left(n + \frac{1}{2} \right) \left(\frac{2\pi v^2}{g} \right)$, la superposition a lieu avec une phase exactement concordante.

Selon les principes admis pour la superposition des mouvements ondu-

toires, il suit que, dans le premier cas, il se constitue à l'arrière un système effectif dont l'énergie n'est plus que la *différence* entre celle du système propre à l'arrière et celle du *résidu* du système avant qui vient se superposer au point de formation du système arrière. Dans le second cas, il se constitue à l'arrière un système effectif dont l'énergie est la *somme* de ces deux énergies partielles.

Or, l'énergie d'un système d'ondes d'oscillation est corrélative du travail nécessaire à sa formation et à son entretien. Donc, par suite de l'influence du résidu du système avant, l'arrière de la carène doit, en réalité, fournir le travail nécessaire à l'entretien de l'énergie du système *effectif résultant* au lieu du travail nécessaire à l'entretien de l'énergie du système propre qui se fût développé librement de lui-même. Cela revient à dire que le travail de la résistance relatif à l'arrière $\mu_3'' v^3$, dont le facteur μ_3'' a été déterminé ci-dessus, doit être diminué dans le premier cas et accru dans le second d'une quantité équivalente à l'énergie du résidu du système avant, en l'état où il vient se superposer au système arrière.

Il s'agit maintenant d'évaluer l'énergie du résidu en question. L'énergie de formation du système avant correspond au travail résistant $\mu_3' v^3$; c'est ce travail qui crée la première ondulation. Si l'on admet (*voir le Traité de la Théorie du Navire* de MM. Pollard et Dudebout, t. III, p. 438) que la vitesse de propagation de l'énergie emmagasinée est moitié de la célérité, il s'ensuit qu'à partir de la première crête qui succède à l'onde de formation, l'énergie n'est plus que $\frac{1}{2}(\mu_3' v^3)$; qu'à partir de la deuxième, elle n'est plus que $\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}(\mu_3' v^3)$ et ainsi de suite, en sorte qu'à partir de la crête, qui se trouve à n longueurs d'onde en arrière de l'onde de formation, elle n'est plus que $\frac{1}{2^n}(\mu_3' v^3)$. A partir du creux subséquent on peut admettre qu'elle est égale

à $\frac{1}{2^{(n+\frac{1}{2})}}(\mu_3' v^3)$ puisque la diminution est forcément progressive. Par consé-

quent, en ne considérant que les valeurs de $2n$ entières et alternativement paires et impaires, on peut accepter l'expression générale $\frac{1}{2^n}(\mu_3' v^3)$ pour valeur de l'énergie du résidu en question. Toutefois, il est bien certain qu'une fraction de ce résidu, comprenant entre autres le résidu qui correspond aux vagues divergentes, ne vient modifier le système propre à l'arrière que dans des régions tellement distantes de la carène que la réaction qui en résulte sur le travail résistant de l'arrière est négligeable. Il m'a paru convenable, d'après un certain nombre de vérifications, de ne prendre que les trois quarts de la valeur indiquée ci-dessus.

En conséquence, le travail résistant, relatif à l'arrière, sera

$$\mu_3'' v^3 - \frac{1}{2^n} \left(\frac{3}{4} \mu_3' v^3 \right)$$

dans le premier cas considéré où $2n$ est entier et pair, et

$$\mu_2'' v^3 + \frac{1}{2^n} \left(\frac{3}{4} \mu_2' v^3 \right)$$

dans le second cas, où $2n$ est entier et impair. Les solutions relatives aux deux cas peuvent donc être comprises dans la formule unique

$$\mu_2'' v^3 + \frac{3}{4} \mu_2' v^3 \left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n} \right),$$

car $(-\cos 2n\pi)$ est égal à -1 lorsque $2n$ est entier et pair et égal à $+1$ lorsque $2n$ est entier et impair.

On arrive ainsi à exprimer de combien varie la résistance à l'arrière lorsque la superposition du résidu du système avant au système propre à l'arrière s'effectue avec phase soit exactement concordante, soit précisément inverse. Mais il est clair que les phénomènes suivent une loi *continue*, dont l'analyse précédente a déterminé les effets *maximum* et *minimum*. On est donc autorisé à envisager le facteur $\left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n} \right)$ comme l'expression d'une loi générale et continue de réduction, quelle que soit la valeur de n , laquelle est définie, comme on l'a vu, par l'équation

$$\Delta = n \left(\frac{2\pi v^2}{g} \right);$$

n est alors une variable *courante*, fonction de la variable indépendante v . On remarquera que l'artifice qui a permis d'arriver à ce résultat analytique a consisté à relier les valeurs particulières et discontinues $+1$ et -1 au moyen de la fonction continue $\cos 2n\pi$, ce qui était naturellement indiqué, puisque ces valeurs particulières étaient des maximum et minimum, et qu'on se trouvait évidemment en présence d'une loi harmonique.

En définitive, le travail résistant *additionnel* considéré étant égal à

$$\frac{3}{4} \mu_2' v^3 \left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n} \right),$$

le terme de résistance qui lui correspond, *et que je désignerai par $\mu_1 v^2$* , sera

$$\mu_1 v^2 = \frac{3}{4} \mu_2' \left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n} \right) v^2,$$

la fonction auxiliaire n étant définie par la relation

$$\frac{2\pi v^2}{g} = \frac{\Delta}{n}$$

avec

$$\Delta = \Delta_0 + \frac{1}{3} \left(\frac{\pi v^2}{g} \right)$$

et

$$\Delta_0 = L - \frac{1}{4} (L_V \cos^2 i' + L_R \cos^2 i'').$$

Remplaçant Δ par sa valeur dans la première de ces trois équations, on a

$$2n = \frac{g\Delta_0}{\pi v^2} + \frac{1}{3},$$

soit

$$v^2 = \frac{g\Delta_0}{\pi} \left(\frac{1}{2n - \frac{1}{3}} \right)$$

ce qui fournit la relation qui doit exister entre v^2 et n , Δ_0 étant connu.

Dans le cas particulier où $i' = i'' = i$, ce qui implique $L_N = L_M = L_A$, on sait que l'on a

$$\mu'_3 = \frac{2}{3} \mu_3;$$

par suite, on peut écrire dans ce cas

$$\mu_4 = \frac{1}{2} \mu_3 \left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n} \right)$$

avec

$$\Delta_0 = L - \frac{1}{2} L_A \cos^2 i.$$

Il importe de remarquer que les formules précédentes ne sont pas applicables pour des valeurs de n inférieures à 1, c'est-à-dire pour des valeurs de v^2 supérieures à $\frac{3}{5} \frac{g\Delta_0}{\pi}$. A cette limite, en effet, la longueur totale de l'onde soulevée devient égale virtuellement à Δ et effectivement à Δ_0 , en sorte que le navire est porté en entier par la vague complète qu'il a formée. Il me paraît certain qu'à partir de cette vitesse, que j'appellerai *vitesse limite*

$$\left(v = \sqrt{\frac{3}{5} \times \frac{g\Delta_0}{\pi}} \right),$$

les lois de la résistance se modifient complètement, en entrant dans les conditions que réalisent les torpilleurs à grande vitesse, et qui se rapportent à des phénomènes d'ordre différent de ceux qui sont étudiés ici. Il convient même de ne pas trop compter sur l'exactitude des formules pour des vitesses supérieures à celle qui correspond à la valeur $n = 1,25$, soit

$$v^2 = 0,461 \times \frac{g\Delta_0}{\pi}.$$

C'est encore une vitesse relativement très élevée, car pour le cuirassé *Océan*, par exemple, elle atteint vingt nœuds un quart.

Le facteur $\left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n} \right)$ tenant une place importante dans le calcul du terme $\mu_4 v^2$, il est intéressant d'avoir à l'avance ses valeurs en fonction de n . Elles se déduisent aisément du Tableau ci-dessous :

$n =$	0,00	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
$\left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n} \right) =$	-1,000	-0,918	-0,754	-0,530	-0,266	0,000	+0,250	+0,462	+0,614	+0,696
$n =$	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95
$\left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n} \right) =$	+0,708	+0,650	+0,534	+0,374	+0,188	0,000	-0,176	-0,326	-0,434	-0,492

On prendra dans ce Tableau la valeur inscrite du facteur $\left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n}\right)$ correspondant à la partie décimale de la valeur de n considérée, et on la divisera par autant de fois deux qu'il y a d'unités dans la partie entière de n . Ainsi, si $n = 3,05$, par exemple, on aura

$$\left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n}\right) = \frac{-0,918}{8} = -0,115.$$

CHAPITRE VI.

14. *Résumé des notions précédentes et des formules concernant la résistance d'une carène libre et indépendante du propulseur.* — D'après ce qui a été exposé dans les Chapitres précédents, la résistance totale de la carène libre se compose de la somme de cinq termes :

1° $\mu_0 v^2$, exprimant la résistance *directe* de la carène proprement dite, avec

$$\mu_0 = 5B^2(2 - \cos i')(1 - \cos i');$$

2° $\mu_1 v^2$, exprimant la résistance *directe* des accessoires de la carène, μ_1 devant être apprécié comme il a été expliqué à ce sujet;

3° $\mu_2 v^2$, exprimant la résistance due au frottement, avec

$$\mu_2 = (\Sigma + \sigma + \sigma_1) \varphi,$$

le coefficient de frottement φ devant être évalué d'après les indications données dans le Chapitre spécial à la question du frottement;

4° $\mu_3 v^2$, exprimant la résistance due à la formation des systèmes de vagues satellites indépendamment de la réaction du système créé par l'avant sur celui créé par l'arrière. Le facteur μ_3 est la somme des facteurs μ'_3 relatif à l'avant et μ''_3 relatif à l'arrière; on a

$$\begin{aligned} \mu'_3 &= \frac{2}{45} \left(\frac{1026}{4g^2} \right) \left(\frac{Sp3}{W} \right)^{\frac{1}{2}} l^3 \sin i' v^2 \left(1 + \frac{\pi v^2}{2L_N} \right), \\ \mu''_3 &= \frac{1}{45} \left(\frac{1026}{4g^2} \right) \left(\frac{Sp3}{W} \right)^{\frac{1}{2}} l^3 \sin i'' v^2 \left(1 + \frac{\pi v^2}{2L_R} \right). \end{aligned}$$

Dans le cas particulier où $i' = i'' = i$ et $L_R = L_N = L_A$, on a

$$\mu_3 = \frac{1}{15} \left(\frac{1026}{4g^2} \right) \left(\frac{Sp5}{W} \right)^{\frac{1}{2}} l^3 \sin i v^2 \left(1 + \frac{\pi v^2}{2L_A} \right)$$

et

$$\mu'_3 = \frac{2}{3} \mu_3, \quad \mu''_3 = \frac{1}{3} \mu_3.$$

5° $\mu_4 v^2$, exprimant la résistance additionnelle, positive ou négative, due à la réaction du système de vagues créé par l'avant sur celui créé par l'arrière; on a

$$\mu_4 = \frac{3}{4} \mu'_3 \left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n} \right)$$

et, dans le cas particulier où $i' = i'' = i$ et $L_R = L_N = L_A$,

$$\mu_4 = \frac{1}{2} \mu_3 \left(\frac{-\cos 2n\pi}{2^n} \right),$$

puisque alors $\mu'_3 = \frac{2}{3} \mu_3$.

Désignant par R la résistance totale, on a donc

$$\frac{R}{v^2} = \mu = \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 + \mu_3 + \mu_4.$$

On remarquera que μ_0 , μ_1 et μ_2 sont des constantes, et que seules μ_3 et μ_4 sont fonctions de la vitesse.

CHAPITRE VII.

DE LA RÉSISTANCE SUPPLÉMENTAIRE DUE À LA RÉACTION DE L'HÉLICE SUR LA CARÈNE.

15. *Évaluation de l'action de l'hélice sur le liquide ambiant et de la réaction qu'elle subit.* — Concevons un cylindre de section droite ω^2 , ayant pour base le cercle décrit par l'hélice et ses génératrices parallèles à la direction de la vitesse v ; ce cylindre a son orifice à la position même du plan médian transversal de l'hélice et s'étend indéfiniment vers l'arrière. Substituons ce cylindre à l'hélice. Sa présence, s'il est inerte, n'influence en rien le courant général de vitesse v , et il n'est pas influencé par lui; il est simplement traversé par une veine liquide de section ω^2 ayant la vitesse v . Mais supposons que l'entrée de ce cylindre soit le siège d'une action mécanique ayant pour effet de faire prendre à la veine liquide qui la traverse une vitesse $v + u$, et examinons les conséquences qui en résultent pour l'ensemble de la masse liquide et pour la réaction éprouvée par le cylindre.

La vitesse $v + u$ est une vitesse relative prise par rapport au cylindre. Pour évaluer les réactions réciproques, il faut, d'après le théorème des réactions établi par Reech, considérer le cylindre comme immobile et envisager les vitesses relatives du liquide. La masse liquide qui chemine dans l'unité de temps à l'intérieur du cylindre est égale à $\frac{\varpi}{g} \omega^2 (u + v)$, ϖ étant le poids spécifique du liquide. Elle est composée de masses élémentaires de filets liquides qui, à un point d'origine suffisamment éloigné de l'entrée du cylindre, possèdent la vitesse relative v de l'ensemble. Donc l'action mécanique attribuée

au cylindre a déterminé un accroissement de quantité de mouvement égal à $\frac{\omega}{g} \omega^2 (u + v) (u + v - v) = \frac{\omega}{g} \omega^2 (u + v) u$. Par suite, d'après le théorème des réactions, le cylindre subit une poussée P de l'arrière vers l'avant, telle que

$$P = \frac{\omega}{g} \omega^2 (u + v) u.$$

D'autre part, la force vive de la masse liquide dans ce mouvement relatif a reçu évidemment l'accroissement suivant

$$\frac{\omega}{2g} \omega^2 (u + v) [(u + v)^2 - v^2] = \frac{P}{2u} (u^2 + 2uv).$$

Mais, puisque P est la poussée effective supportée d'arrière en avant par le cylindre, elle donne lieu à un travail effectif P v lorsque le cylindre progresse de même que le navire avec une vitesse v.

P v est le travail dont on a besoin, c'est-à-dire le travail utile, et

$$\frac{P}{2u} (u^2 + 2uv)$$

équivalent au travail dépensé et absorbé par le liquide; donc l'utilisation est

$$\frac{P v}{\frac{P}{2u} (u^2 + 2uv)} = \frac{2uv}{2uv + u^2} = \frac{1}{1 + \frac{u}{2v}}.$$

C'est, du reste, le théorème qui a été établi par MM. Pollard et Dudebout (voir le *Traité de la Théorie du navire*, t. IV, p. 146).

Nous avons donc, pour le cylindre fictif considéré et dont l'entrée est le siège d'une action mécanique *parfaite* :

Poussée sur le cylindre.....	$P = \frac{\omega}{g} \omega^2 (u + v) u$
Utilisation du travail dépensé.....	$\frac{1}{1 + \frac{u}{2v}}$

Si maintenant nous admettons par analogie que l'hélice produise le même effet que le cylindre en question, mais avec cette restriction qu'elle est le siège d'une action mécanique *imparfaite*, dont le rendement *propre* soit défini par une certaine fraction ξ , on aura, avec l'hélice,

Poussée sur l'arbre porte-hélice	$P = \frac{\omega}{g} \omega^2 (u + v) u$
Utilisation du travail dépensé.....	$\frac{\xi}{1 + \frac{u}{2v}}$

Revenons maintenant au cylindre fictif et considérons un filet liquide quelconque dans son mouvement relatif en lui appliquant le théorème de Ber-

noùli depuis son origine, où il possède une vitesse v , jusqu'à son entrée dans le cylindre où il acquiert une vitesse $v + u$; on aura, avec les notations habituelles

$$p - p_0 = \varpi(z - z_0) - \frac{\varpi}{2g}[(u + v)^2 - v^2],$$

les hauteurs z et z_0 étant comptées à partir de la surface libre. Comptant, au contraire, ces hauteurs à partir d'un plan inférieur suffisamment éloigné pour que les filets y restent horizontaux, il faudra remplacer z par $-z$ et z_0 par $-z_0$, et l'on aura

$$p - p_0 + \varpi(z - z_0) = -\frac{\varpi}{2g}[(u + v)^2 - v^2].$$

Si l'on admet que les filets restent horizontaux en entrant dans le cylindre, autrement dit que l'entrée de celui-ci soit suffisamment immergée, on aura $z = z_0 = \text{const.}$, et l'expression se réduira à

$$p - p_0 = -\frac{\varpi}{2g}(u^2 + 2uv);$$

$(p - p_0)$ est négatif et représente une *dépression* qui doit exister dans le plan de l'entrée du cylindre, et qui est corrélatrice d'un abaissement théoriquement égal de la surface libre.

On peut donc estimer qu'il existe également pour l'hélice, dans le plan vertical transversal correspondant à son plan médian, et pour toute la section ω^2 du cercle qu'elle décrit, une *dépression*

$$h = \frac{\varpi}{2g}(u^2 + 2uv).$$

Si l'on remonte le long de chaque filet liquide vers son origine où la vitesse est égale à v , la valeur de la dépression h diminue graduellement, et l'ensemble des points de chaque filet, où la dépression $h_x < h$ est la même, constitue une certaine surface plus ou moins aplatie qui a, pour ainsi dire, comme foyer d'irradiation la section ω^2 et lui est concentrique. J'admettrai, à titre d'approximation, que cette surface se confond avec son plan tangent perpendiculaire à l'axe de l'hélice, en sorte que, pour les régions occupées par la carène, on peut supposer que les surfaces d'égale dépression sont des plans parallèles au plan médian de l'hélice. Soit x la distance d'un de ces plans au plan médian de l'hélice; je prendrai, pour exprimer la dépression correspondante, la formule

$$h_x = h \left(\frac{\omega}{\omega + nx} \right)^2,$$

qui indique une loi de diminution rationnelle, la constante n restant à apprécier.

Il est évident, du reste, que l'accroissement de vitesse u_x que possède

chaque filet à l'instant où il traverse une surface d'égale dépression h_x est défini par l'équation

$$h_x = \frac{v^2}{2g} (u_x^2 + 2u_x v).$$

16. *Évaluation de la réaction que subit la carène proprement dite, par suite de la dépression éprouvée par chaque élément de sa surface.* — On vient de voir que, dans un plan transversal parallèle au plan médian de l'hélice et situé à une distance x en avant de celui-ci, la dépression unitaire à l'intérieur du liquide pouvait être estimée égale à $h \left(\frac{\omega}{\omega + nx} \right)^2$.

Considérons la carène fictive au lieu et place de la carène réelle; les deux éléments symétriques de cette carène correspondant à la distance x ont pour surface $\frac{2dx}{\cos i''} dz$, et subissent une dépression élémentaire égale à

$$2h \left(\frac{\omega}{\omega + nx} \right)^2 \frac{dx}{\cos i''} dz,$$

et la composante de ces deux forces symétriques suivant la direction de la vitesse est

$$2h \left(\frac{\omega}{\omega + nx} \right)^2 \tan i'' dx dz,$$

Les limites entre lesquelles on a à intégrer cette expression sont évidemment 0 et $p\beta$ pour la variable z . Pour la variable x , je supposerai d'abord que le plan médian de l'hélice est en arrière de l'extrémité arrière de la dimension L d'une quantité δ ; il est clair que, de $x = 0$ à $x = \delta$, tout se passe comme si l'on avait $\tan i'' = 0$, et qu'il en est de même pour les valeurs de x supérieures à $\delta + L_R$, distance à laquelle commence la partie cylindrique de la carène fictive; la partie avant de la carène fictive est, du reste, dans une région suffisamment éloignée de l'hélice pour que, *a priori*, il n'y ait pas lieu de la faire entrer en ligne de compte.

En résumé, on a à intégrer entre les limites $z = 0$ et $z = p\beta$ d'une part, et les limites $x = \delta$ et $x = L_R + \delta$ d'autre part, ce qui conduit à l'expression

$$\frac{2h\omega^2 L_R \tan i'' p\beta}{(\omega + n\delta)[\omega + n(L_R + \delta)]},$$

soit, en remarquant que $2L_R \tan i'' = l\beta$ et que $l\beta \times p\beta = B^2$,

$$hB^2 \frac{\omega^2}{(\omega + n\delta)[\omega + n(L_R + \delta)]}.$$

Si $\delta = 0$, cette expression se réduit à

$$hB^2 \frac{\omega}{\omega + nL_R}.$$

Si l'hélice est sur l'avant de l'extrémité arrière de la dimension L , il con-

vient de remarquer qu'il ne serait pas logique de remplacer simplement δ par $-\delta$ dans l'expression précédente; il est plus rationnel d'admettre que l'hélice est, en somme, toujours à l'arrière de la carène, et que tout se passe, au point de vue de son action, comme si le coin arrière de la carène fictive était raccourci, de manière que sa pointe vienne aboutir sur l'hélice. On devra donc retomber sur le cas particulier indiqué ci-dessus, où l'on a supposé $\delta = 0$, mais avec cette restriction que la longueur L_R devra être remplacée par $L_R - \delta$.

En définitive, toutes les fois que l'hélice (et c'est le cas général) sera sur l'avant de l'extrémité arrière de la dimension L , on emploiera la formule

$$h B^2 \frac{\omega}{\omega + n(L_R - \delta)},$$

et, toutes les fois qu'elle sera sur l'arrière, la formule

$$h B^2 \frac{\omega^2}{(\omega + n\delta)[\omega + n(L_R + \delta)]};$$

les deux formules se confondent pour le cas particulier où $\delta = 0$.

L'hypothèse admise précédemment, à savoir que la dépression dans un plan transversal, situé à la distance x en avant du plan médian de l'hélice, est égale à $h \left(\frac{\omega}{\omega + nx} \right)^2$, s'accorde seulement avec le cas où l'on n'envisage qu'une région très voisine de l'axe longitudinal de l'hélice; c'est dans cette région que les surfaces d'égale dépression se confondent suffisamment avec leur plan tangent. On conçoit que la dépression doive diminuer dans un même plan tangent à mesure que l'on s'éloigne de la région axiale, ou bien, pour un même écartement relativement à cette région axiale, doive diminuer à mesure que le foyer originaire ω^2 est plus petit, toutes autres choses égales d'ailleurs. De quelque manière que l'on envisage la question, on comprend qu'il y a lieu d'apporter une correction à l'expression algébrique établie tout d'abord, en la multipliant par une certaine fonction de $\frac{\omega^2}{B^2}$; je supposerai celle-ci de la forme $\left(\frac{\omega^2}{B^2} \right)^m$, en sorte que l'on arrive à

$$h B^2 \left(\frac{\omega^2}{B^2} \right)^m \frac{\omega}{\omega + n(L_R - \delta)},$$

dans le cas général où l'hélice est sur l'avant de l'extrémité arrière de la dimension L , et à

$$h B^2 \left(\frac{\omega^2}{B^2} \right)^m \frac{\omega^2}{(\omega + n\delta)[\omega + n(L_R + \delta)]}$$

dans le cas contraire.

Des tâtonnements méthodiques m'ont permis d'apprécier que l'on pouvait

poser $n = \frac{1}{2}$ et $m = \frac{1}{2}$; par suite, la dépression que subit la carène par le fait de l'hélice s'exprime dans le premier cas par

$$h B^2 \left(\frac{\omega^2}{B^2} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{2\omega}{2\omega + 3(L_R - \delta)}$$

et dans le second cas par

$$h B^2 \left(\frac{\omega^2}{B^2} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{4\omega^2}{(2\omega + 3\delta)(2\omega + 3(L_R + \delta))}.$$

On sait que $h = \frac{\varpi}{2g}(2uv + u^2)$; en sorte que, pour exprimer la dépression en kilogrammes, il faudra prendre pour ϖ le poids en kilogrammes d'un mètre cube d'eau de mer et écrire

$$h = \frac{1026}{2g}(2uv + u^2).$$

Les formules que je viens d'établir montrent bien l'influence de la proximité de l'hélice et de la carène; ainsi, dans le premier cas, la dépression totale diminue à mesure que δ diminue, et dans le second cas elle diminue à mesure que δ augmente, c'est-à-dire dans tous les cas à mesure que l'hélice recule. Elle s'annule pour $\delta = \infty$.

Lorsque δ n'a pas été relevé directement (ce qui est fréquent), on s'éloignera peu de la vérité, si le navire rentre dans les conditions généralement admises, en appréciant que $\delta = 0,17\omega$ pour un navire pourvu d'une seule hélice et que $\delta = 0,15\omega$ pour un navire pourvu de deux hélices.

17. Évaluation de l'accroissement de résistance par le frottement, que subit la carène proprement dite par suite de l'action de l'hélice. — On a vu que l'accroissement de vitesse u_x d'un filet liquide, à l'instant où il traverse une surface d'égale dépression h_x , est exprimé par l'équation

$$h_x = \frac{\varpi}{2g}(u_x^2 + 2u_x v);$$

lorsque la surface d'égale dépression considérée est précisément le plan médian de l'hélice, h_x est désigné par la notation h et u_x par la notation u . On a de plus admis, par hypothèse, la relation

$$h_x = h \left(\frac{\omega + \frac{3x}{2}}{\omega} \right)^2,$$

x étant la distance du plan transversal tangent à la surface d'égale dépression h_x en avant du plan médian de l'hélice.

De ces relations, il résulte que l'on a

$$u_x^2 + 2u_x v = (u^2 + 2uv) \left(\frac{\omega + \frac{3x}{2}}{\omega} \right)^2.$$

Cela posé, désignons par C le contour mouillé de la section transversale de la carène correspondant à la distance x ; Cdx sera la surface mouillée réduite élémentaire, qui se trouve en présence d'un courant liquide de vitesse $u_x + v$; elle devra donc donner lieu à une résistance élémentaire égale à

$$\varphi (u_x + v)^2 C dx,$$

φ étant le coefficient de frottement de la carène, tandis que, si la carène n'eût pas été influencée par l'hélice, cette résistance eût été seulement égale à $\varphi v^2 C dx$.

Donc l'action de l'hélice détermine, sur la surface réduite élémentaire Cdx , un accroissement de résistance par le frottement égal à

$$[(u_x + v)^2 - v^2] \varphi C dx,$$

soit

$$(u_x^2 + 2ux) \varphi C dx,$$

expression qui, d'après la relation établie précédemment, peut s'écrire

$$\varphi (u^2 + 2uv) \left(\frac{\omega}{\omega + \frac{3x}{2}} \right)^2 C dx,$$

et dont l'intégrale donnera l'accroissement de résistance que l'on cherche à évaluer.

Cet accroissement de résistance étant toujours relativement faible dans la pratique, il est permis de chercher à simplifier l'expression précédente, quitte à se contenter d'une certaine approximation. Si l'on construit la courbe

$$y = \frac{C}{\left(\omega + \frac{3x}{2} \right)^2}, \text{ dont l'aire donne, au facteur constant près } \varphi (u^2 + 2uv) \omega^2,$$

la mesure de l'intégrale en question, on remarque qu'en général cette aire diffère relativement fort peu de celle de la courbe analogue tracée en supposant le contour C constant à partir de son origine arrière, et égal à la valeur qu'il a en ce point, laquelle est sensiblement exprimée par $2t_R$, t_R étant le tirant d'eau arrière.

Supposant donc C constant d'un bout à l'autre de la carène et égal à $2t_R$, l'intégrale se calcule aisément; on a, en effet, alors

$$\int \frac{C dx}{\left(\omega + \frac{3x}{2} \right)^2} = -\frac{2}{3} \left(\frac{C}{\omega + \frac{3x}{2}} \right) + \text{const.}$$

Dans le cas où l'hélice est en arrière de l'extrémité arrière de la dimension L d'une quantité δ , les limites de l'intégrale sont évidemment $x = \delta$ et $x = \delta + L$, puisque C est nul en dehors de ces limites. La valeur de l'intégrale définie est alors

$$\frac{2}{3} C \left[\frac{1}{\omega + \frac{3\delta}{2}} - \frac{1}{\omega + \frac{3(L + \delta)}{2}} \right],$$

soit

$$C \times \frac{L}{\left(\omega + \frac{3\delta}{2}\right) \left[\omega + \frac{3(L+\delta)}{2}\right]}.$$

Examinons, en particulier, le rapport $\frac{L}{\omega + \frac{3(L+\delta)}{2}}$; tout d'abord, il est évident que, pratiquement, δ ne peut qu'être négligeable par rapport à L , et qu'il l'est sur tous les navires connus; le rapport peut donc être réduit à $\frac{2L}{2\omega + 3L}$. D'autre part, ω ne saurait pratiquement être plus grand que $\frac{L}{10}$ et, pour cette limite supérieure de ω , on a

$$\frac{2L}{2\omega + 3L} = 0,625;$$

la limite inférieure de ω est zéro, et l'on a alors

$$\frac{2L}{2\omega + 3L} = \frac{2}{3} = 0,667.$$

Donc la valeur du rapport en question s'approche toujours beaucoup de $\frac{2}{3}$ par défaut. En acceptant cette valeur, qui est légèrement forte, on ne fera qu'une faible erreur, laquelle aura, par contre, l'avantage de compenser, dans le sens désirable, l'erreur faite précédemment en admettant pour C la valeur constante $2t_R$, qui est un minimum.

Conséquemment, la valeur de l'intégrale définie peut se réduire à

$$\frac{2}{3} \left(\frac{C}{\omega + \frac{3\delta}{2}} \right)$$

et celle de l'accroissement de résistance par le frottement à

$$\frac{2}{3} \pi \left(\frac{\omega^2 C}{\omega + \frac{3\delta}{2}} \right) (u^2 + 2uv),$$

soit à

$$\frac{2}{3} \pi (\omega C) \left(\frac{2\omega}{2\omega + 3\delta} \right) (u^2 + 2uv).$$

En se reportant aux considérations développées dans le paragraphe précédent, on verra que, dans le cas où l'hélice se trouverait située soit à l'extrémité arrière de la dimension L , soit sur l'avant de cette extrémité, on est conduit à faire $\delta = 0$ dans l'expression précédente, qui devient alors

$$\frac{2}{3} \pi (\omega C) (u^2 + 2uv).$$

Enfin, de même que précédemment on avait conclu à l'introduction du

coefficient correctif $\left(\frac{\omega^2}{B^2}\right)^{\frac{1}{3}}$, de même, et pour les mêmes motifs, on comprendra aisément qu'il y a lieu d'introduire ici le coefficient correctif $\left(\frac{\omega^2}{\omega C}\right)^{\frac{2}{3}}$, soit $\left(\frac{\omega}{C}\right)^{\frac{2}{3}}$, puisque, pour le frottement, la surface ωC joue le même rôle que la surface B^2 pour l'effet de dépression.

Finalement, avec cette correction, l'accroissement de résistance par frottement, dû à l'influence de l'hélice, a pour expression (en remplaçant C par $2\ell_R$),

$$\frac{2}{3} \varphi \omega^2 \left(\frac{2\ell_R}{\omega}\right)^{\frac{1}{3}} (u^2 + 2uv),$$

dans le cas ordinaire où l'hélice est située à l'extrémité arrière de la dimension L ou sur l'avant, et

$$\frac{2}{3} \varphi \omega^2 \left(\frac{2\ell_R}{\omega}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{2\omega}{2\omega + 3\delta}\right) (u^2 + 2uv),$$

dans le cas où l'hélice est située en arrière de cette extrémité, à une distance δ .

18. Évaluation de l'accroissement de résistance que subissent les accessoires de la carène sous l'influence de l'hélice. — Les accessoires de la carène donnent lieu, quand il n'y a pas d'hélice, aux termes de résistance définis précédemment par les expressions $\mu_1 v^2$, pour la résistance directe, et $(\sigma + \sigma_1) \varphi v^2$ pour le frottement.

Les accessoires qui donnent lieu au terme $\mu_1 v^2$ étant très voisins de l'hélice, c'est-à-dire dans une région où le courant liquide acquiert sous l'influence de l'hélice une vitesse sensiblement égale à $u + v$, on peut estimer que leur résistance passe de $\mu_1 v^2$ à $\mu_1 (u + v)^2$, et que son accroissement est par suite

$$\mu_1 (u^2 + 2uv).$$

Il en est de même pour le terme $\sigma_1 \varphi v^2$, dont l'accroissement peut être évalué à

$$\sigma_1 \varphi (u^2 + 2uv).$$

Quant aux accessoires donnant lieu au terme $\sigma \varphi v^2$, leur situation relative moyenne est telle (voir § 2) que l'on peut considérer comme négligeable l'accroissement de résistance qui leur correspond.

CHAPITRE VIII.

CALCUL DE LA RÉSISTANCE TOTALE DE LA CARÈNE SOUMISE A L'INFLUENCE DU PROPULSEUR.

19. *Résumé des notions précédentes et expression de la résistance dans le cas d'une hélice unique.* — Je n'envisagerai que le cas *ordinaire* où l'hélice n'est pas située sur l'arrière de l'extrémité arrière de la dimension L. Il serait facile, au cas contraire, de modifier les formules comme il convient, en se reportant au Chapitre précédent.

La résistance $R = \mu v^2$ de la carène *non influencée* par l'hélice ayant été déterminée en premier lieu (Chapitre VI), il n'y a qu'à lui ajouter les diverses résistances supplémentaires évaluées au Chapitre VII pour obtenir la résistance totale P de la carène soumise à l'influence de l'hélice, laquelle résistance P n'est autre chose que la *poussée sur le palier de butée*.

Or, on a trouvé :

1° Pour l'effet de la dépression sur la carène proprement dite, une résistance additionnelle égale à

$$h B^2 \left(\frac{\omega^2}{B^2} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{2\omega}{2\omega + 3(L_R - \delta)} \right].$$

Remarquant que

$$h = \frac{1026}{2g} (u^2 + 2uv),$$

et posant

$$\Omega^2 = B^2 \left(\frac{\omega^2}{B^2} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{2\omega}{2\omega + 3(L_R - \delta)} \right];$$

on voit que cette expression revient à

$$\frac{1026}{2g} \Omega^2 (u^2 + 2uv),$$

en kilogrammes;

2° Pour l'effet de l'accroissement du frottement sur la carène, une résistance additionnelle égale à

$$\frac{2}{3} \varphi \omega^2 \left(\frac{2L_R}{\omega} \right)^{\frac{1}{3}} (u^2 + 2uv),$$

en kilogrammes;

3° Pour l'effet de l'accroissement de résistance, soit directe, soit due au frottement, sur les accessoires de la carène

$$\mu_1 (u^2 + 2uv) + \sigma_1 \varphi (u^2 + 2uv),$$

en kilogrammes.

Toutes ces expressions contiennent en facteur la fonction $(u^2 + 2uv)$. Posant

$$E = \frac{1026}{2g} \Omega^2 + \frac{2}{3} \varphi \omega^2 \left(\frac{2R}{\omega} \right)^{\frac{1}{3}} + \mu_1 + \sigma_1 \varphi,$$

on a pour expression de la somme des résistances supplémentaires dues à l'action de l'hélice

$$E(u^2 + 2uv),$$

E ne dépendant que des données géométriques de la carène, de la valeur de φ et du diamètre de l'hélice.

On a donc l'équation

$$P = R + E(u^2 + 2uv),$$

qui contient deux inconnues u et P . Mais on a vu que d'autre part u et P sont reliés par la formule

$$P = \frac{1026}{g} \omega^2 (u^2 + uv).$$

On pourrait éliminer u entre ces deux équations; mais il est plus commode de calculer d'abord u , dont la connaissance est du reste nécessaire pour évaluer l'utilisation de l'hélice (voir § 15).

Remplaçant donc P dans la première équation par sa valeur fournie par la deuxième, et divisant par v^2 , on a

$$\frac{1026\omega^2}{g} \left[\left(\frac{u}{v} \right)^2 + \frac{u}{v} \right] = \mu + E \left[\left(\frac{u}{v} \right)^2 + 2 \left(\frac{u}{v} \right) \right];$$

on sait que μ désigne le rapport $\frac{R}{v^2}$. Cette équation du second degré se met sous la forme ordinaire

$$\left(\frac{u}{v} \right)^2 \left(\frac{1026\omega^2}{g} - E \right) + 2 \left(\frac{u}{v} \right) \left(\frac{1026\omega^2}{2g} - E \right) - \mu = 0,$$

et sa racine positive donne la valeur de $\frac{u}{v}$. Celle de $\frac{P}{v^2}$ s'en déduit immédiatement, puisque l'on a

$$\frac{P}{v^2} = \frac{1026\omega^2}{g} \left[\left(\frac{u}{v} \right)^2 + \left(\frac{u}{v} \right) \right].$$

20. Expression de la résistance dans le cas de deux hélices jumelles. — Dans le cas où le navire possède deux hélices jumelles, il paraît rationnel de considérer que chaque hélice agit séparément sur la demi-carène qui lui correspond du même bord. Si l'on reprend l'analyse précédente, on voit qu'elle s'applique entièrement au cas actuel ainsi envisagé.

La poussée sur *chacun* des arbres porte-hélices étant alors $\frac{P}{2}$ et la surface

du cercle décrit par *chacune* des hélices étant ω^2 , on aura

$$\frac{P}{2} = \frac{\pi}{g} \omega^2 (u^2 + uv),$$

et pour l'utilisation du travail dépensé par chaque hélice

$$\frac{\xi}{1 + \frac{u}{2v}}.$$

On aura toujours

$$h = \frac{\pi}{2g} (u^2 + 2uv).$$

La formule exprimant l'effet de la dépression sur la carène reste la même, sauf qu'il y a évidemment à introduire $\frac{1}{2}B^2$ à la place de B^2 . De même la formule exprimant l'effet de l'accroissement du frottement n'est modifiée qu'en ce que le contour mouillé $2t_R$ se réduit à t_R . Enfin, pour ce qui concerne les accessoires de la carène, il n'y a évidemment qu'à substituer $\frac{\mu_1}{2}$ et $\frac{\sigma_1}{2}$ à μ_1 et à σ_1 .

En définitive, pour le cas de deux hélices jumelles, la quantité ω^2 doit correspondre à *chacune* des hélices et l'on doit avoir

$$\Omega^2 = \frac{1}{2} B^2 \left(\frac{\omega^2}{\frac{1}{2} B^2} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{2\omega}{2\omega + 3(L_R - \delta)} \right)$$

et

$$E = \frac{1026}{2g} \Omega^2 + \frac{2}{3} \varphi \omega^2 \left(\frac{t_R}{\omega} \right)^{\frac{1}{3}} + \frac{1}{2} \mu_1 + \frac{1}{2} \sigma_1 \varphi,$$

avec les équations

$$\begin{aligned} \frac{P}{2} &= \frac{R}{2} + E(u^2 + 2uv), \\ \frac{P}{2} &= \frac{1026\omega^2}{g} (u^2 + uv), \end{aligned}$$

ce qui conduit à

$$\left(\frac{u}{v} \right)^2 \left[\frac{1026\omega^2}{g} - E \right] + 2 \left(\frac{u}{v} \right) \left[\frac{1026\omega^2}{2g} - E \right] - \frac{\mu}{2} = 0$$

et

$$\frac{1}{2} \frac{P}{v^2} = \frac{1026\omega^2}{g} \left[\left(\frac{u}{v} \right)^2 + \left(\frac{u}{v} \right) \right].$$

21. *Examen du rapport* $\frac{P}{R}$. — Le rapport $\frac{P}{R}$ est intéressant à considérer; c'est l'inverse de celui que MM. Pollard et Dudebout désignent sous le nom de *rendement-suction*.

Soit $\frac{P}{R} = 1 + \eta$.

On a, d'après les équations précédentes, en posant

$$G = \frac{1026 \omega^2}{g},$$

$$\frac{P}{R} = \frac{G(u^2 + uv)}{G(u^2 + uv) - E(u^2 + 2uv)}$$

dans le cas d'une hélice unique, et

$$\frac{P}{R} = \frac{2G(u^2 + uv)}{2G(u^2 + uv) - 2E(u^2 + 2uv)}$$

dans le cas de deux hélices jumelles. L'expression générale est donc bien

$$1 + \eta = \frac{P}{R} = \frac{G(u^2 + uv)}{G(u^2 + uv) - E(u^2 + 2uv)},$$

en prenant pour G l'expression indiquée, qui ne dépend que d'une seule hélice, et pour E celle qui lui convient dans chaque cas.

On peut écrire

$$1 + \eta = \frac{P}{R} = \frac{G}{G - E \left(\frac{2 + \frac{u}{v}}{1 + \frac{u}{v}} \right)}.$$

Sous cette forme, on voit de suite que $1 + \eta$ ne peut varier qu'entre les deux limites $\frac{G}{G - E}$ et $\frac{G}{G - 2E}$, puisque $\frac{u}{v}$ est toujours forcément positif et compris entre 0 et $+\infty$. Comme d'autre part, pour tous les navires (à moins de sortir complètement des proportions adoptées d'ordinaire entre les hélices et les coques), E est toujours petit par rapport à G , les deux limites du rapport $1 + \eta$ ne diffèrent jamais beaucoup. Il y a plus, car sur un navire donné l'hélice est toujours proportionnée de telle sorte que, dans les limites de vitesses à envisager pour ce navire, $\frac{u}{v}$ est toujours assez faible et rarement supérieur à 0,20. Il s'ensuit que $1 + \eta$ varie extrêmement peu dans les limites *pratiques* intéressantes, et se rapproche beaucoup de la limite $\frac{G}{G - 2E}$.

Cette constance pratique de $1 + \eta$, résultant des formules précédentes, et qu'il est aisé de vérifier sur des exemples variés, me paraît être une justification importante de l'exactitude des principes qui ont présidé à l'établissement de ces formules.

22. Expression de la résistance dans le cas le plus général où le navire n'est pas libre. — J'ai supposé jusqu'ici le navire soumis simplement aux résistances du liquide en eau calme et à l'influence de son propulseur. Il n'est pas sans intérêt d'analyser le cas où il est de plus soumis à l'action d'une

force extérieure horizontale et longitudinale T qui peut figurer une remorque positive ou négative; la force T sera positive si elle est dirigée vers l'arrière et négative dans le cas contraire.

Puisque la résistance additionnelle, due à l'influence du propulseur, est égale à $E(u^2 + 2uv)$, on a évidemment

$$P = R \pm T + E(u^2 + uv)$$

avec

$$P = G(u^2 + uv)$$

dans le cas d'une seule hélice, et

$$P = R \pm T + 2E(u^2 + uv)$$

avec

$$P = 2G(u^2 + uv)$$

dans le cas de deux hélices jumelles.

Ces formules permettent de résoudre les diverses questions concernant le navire remorqueur (T positif) et le navire remorqué et s'aidant lui-même de sa machine (T négatif).

Dans tous les cas, on a

$$\frac{P}{R \pm T} = \frac{G}{G - E \left(\frac{2 + \frac{u}{v}}{1 + \frac{u}{v}} \right)}.$$

Sans insister sur ce genre de problèmes, il est cependant intéressant d'examiner le cas du navire fonctionnant au point fixe, *en eau indéfinie*. On a alors

$$v = 0$$

et par suite

$$R = 0,$$

et

$$\frac{2 + \frac{u}{v}}{1 + \frac{u}{v}} = \frac{2v + u}{v + u} = 1;$$

d'où

$$\frac{P}{T} = \frac{G}{G - E}.$$

Tel est le rapport qui doit exister entre la poussée sur le palier de butée et la tension des amarres au point fixe.

CHAPITRE IX.

23. Relations générales entre le travail de la résistance de la carène et le travail moteur. — Si la force motrice provient d'efforts extérieurs au navire (efforts dont on n'a du reste à considérer que la résultante), son travail par seconde est précisément égal à Rv dans le cas où la carène est indépendante de l'influence de tout propulseur, et à Pv dans le cas où (comme cela se présente dans l'étude des modèles) la carène est soumise à l'influence de son propulseur auquel on impose *d'autre part* l'allure qui convient à la vitesse réalisée.

Si le propulseur fait corps avec le navire et reçoit son travail moteur d'une machine intérieure au navire, il faut considérer que la puissance F en chevaux développée sur les pistons n'est transmise que partiellement au propulseur, à cause des résistances internes de la machine. La puissance absorbée par ces résistances internes étant $(1-f)F$, le travail *en kilogrammètres* par seconde transmis au propulseur est $75(fF)$. Le propulseur lui-même, qui est un organe de transformation de travail, a une utilisation exprimée par $\frac{\xi}{1 + \frac{u}{2v}}$

(voir § 15), ξ étant plus petit que l'unité. Le travail moteur qui fait équilibre sur la butée au travail résistant extérieur est donc seulement égal à $75 \frac{\xi}{1 + \frac{u}{2v}} (fF)$ et l'on a, par suite, identiquement :

$$\frac{Pv}{75} = \frac{\xi}{1 + \frac{u}{2v}} (fF).$$

Si le navire est soumis à un effort de remorque $\pm T$, on a

$$\frac{(R \pm T)(1 + \eta)v}{75} = \frac{\xi}{1 + \frac{u}{2v}} (fF),$$

$1 + \eta$ étant, comme on sait, égal à $\frac{G}{G - E \left(\frac{2 + \frac{u}{v}}{1 + \frac{u}{v}} \right)}$ et $\frac{u}{v}$ étant déterminé par

l'équation

$$(R \pm T) \text{ ou } \frac{1}{2}(R \pm T) = G(u^2 + uv) - E(u^2 + 2uv),$$

suyant qu'il existe une ou deux hélices et G et E étant définis comme il a été dit ci-dessus.

Si le navire est libre, on a

$$\frac{Rv}{\gamma^5} (1 + \gamma) = \frac{\xi}{1 + \frac{u}{2v}} (fF),$$

$1 + \gamma$ étant toujours égal à $\frac{G}{G - E \left(\frac{2 + \frac{u}{v}}{1 + \frac{u}{v}} \right)}$ et $\frac{u}{v}$ étant déterminé par l'équa-

tion

$$R \text{ ou } \frac{R}{2} = G (u^2 + uv) - E (u^2 - 2uv),$$

suivant qu'il existe une ou deux hélices.

Le problème de la propulsion serait donc complètement résolu, si l'on connaissait ξ et f , quantités dont la détermination dépend de considérations d'un tout autre ordre que celles qui entrent dans l'étude de la résistance des carènes.

Il est difficile, dans l'état actuel des connaissances, d'évaluer ξ , d'autant plus que ce coefficient est implicitement affecté par les installations locales plus ou moins défectueuses dont l'effet se traduit par des chocs et des vibrations à l'arrière, entraînant une perte de force vive.

On peut dire seulement que, si l'hélice est rationnellement installée et tracée dans les conditions actuellement reconnues les meilleures, la valeur de ξ est voisine de 0,90.

La valeur de f dépend non seulement de la machine elle-même, mais aussi, pour une machine donnée, de la puissance qu'elle développe dans un cas donné. Si F_1 est la puissance maximum pour laquelle elle a été construite et f_1 le rendement correspondant à F_1 , on peut démontrer que, pour $F < F_1$, on aura $f < f_1$, le rapport $\frac{f}{f_1}$ tendant vers zéro en même temps que le rapport $\frac{F}{F_1}$. Cette question sera développée dans la deuxième Partie.

J'indiquerai seulement ici que, pour une machine suffisamment importante (puissance maximum F_1 supérieure à 1000 chevaux indiqués) et bien montée, le coefficient f_1 peut être estimé égal à environ 0,86.

Enfin, il ne faut pas se dissimuler que le coefficient de frottement φ , relatif à la carène, ne peut guère être évalué *a priori* que d'une manière approximative. L'état *réel* de la surface d'une carène est un effet difficile à définir. On sera réduit, en général, à accepter pour la valeur φ l'hypothèse qui paraîtra la plus vraisemblable, en se guidant d'après les indications si utiles fournies par les expériences de W. Froude.

Ces réflexions montrent que les vérifications que l'on voudra obtenir, en comparant les chiffres déduits des formules précédentes avec ceux fournis

par expérience directe, devront être faites avec une méthode prudente et être l'objet d'une discussion minutieuse. En particulier, on ne devra pas perdre de vue que bien des données expérimentales sur la puissance des machines sont entachées d'erreurs notables, surtout à cause de la manière défectueuse dont le nombre de tours aura été évalué. Il faut, en général, n'accepter qu'avec réserve toute donnée *isolée*, à moins qu'elle ne soit la moyenne d'un nombre assez considérable de relevés expérimentaux.

NOTE.

MANIÈRE D'ÉVALUER LA DIMENSION L D'UNE CARÈNE QUELCONQUE.

Lorsqu'une carène présente un avant sensiblement vertical au-dessous de la flottaison, et se prolonge à l'arrière, avec une quille droite, jusqu'à un gouvernail dont l'axe est sensiblement vertical, la dimension L (ou longueur virtuelle) peut être considérée avec une approximation très suffisante comme égale à la longueur mesurée à la flottaison à partir de l'axe du gouvernail. Si elle présente un éperon sous-marin qui soit un véritable prolongement des formes d'un avant à étrave droite du genre de celui qui vient d'être spécifié, il suffira d'en tenir compte comme il a été indiqué dans la première Partie (Chap. I, § 1).

Si, au contraire, la carène présente dans le plan longitudinal un contour varié qui s'écarte notablement des conditions qui viennent d'être indiquées, il y a lieu de recourir aux considérations suivantes pour la détermination de la dimension L (ou longueur virtuelle).

Supposons d'abord que les aboutissements des lignes d'eau à l'arrière puissent être effectivement considérés comme tombant tous sur l'axe du gouvernail, celui-ci étant sensiblement vertical. Divisons la carène par des sections horizontales parallèles à la flottaison réelle. Soit s la surface d'une quelconque de ces sections et X sa longueur depuis l'axe du gouvernail jusqu'à l'extrémité avant de la section; soit s_0 la surface de la section horizontale qui passe par la profondeur de carène maximum et S celle de la flottaison, et soit h l'intervalle uniforme existant entre les sections. Chaque section de surface s représente une carène élémentaire de volume $s dz$, et le volume total de la carène est représenté par l'intégrale définie $\int_0^n s dz$, les limites de z étant 0 et nh . L'importance *relative* de la longueur X d'une section par rapport à la longueur virtuelle de l'ensemble de la carène peut donc être exprimée par le rapport $\frac{s dz}{\int_0^n s dz}$, et, par suite, la longueur virtuelle L de la carène totale doit être telle que

$$L = \frac{\int_0^n X s dz}{\int_0^n s dz}.$$

En appliquant les formules de quadrature ordinaires, on arrive à l'expression

$$L = \frac{\frac{1}{2} X_0 s_0 + X_1 s_1 + X_2 s_2 + \dots + \frac{1}{2} X_n S}{\frac{1}{2} s_0 + s_1 + s_2 + \dots + \frac{1}{2} S},$$

h étant commun aux deux termes du rapport et disparaissant en conséquence.

La ligne des aboutissements à l'arrière étant bien déterminée dans ce cas, puisque c'est l'axe même du gouvernail, la position de la ligne virtuelle des aboutissements moyens à l'avant est également bien déterminée : c'est une perpendiculaire située sur l'avant de l'axe du gouvernail à la distance L calculée ci-dessus.

La position des extrémités de la dimension L étant ainsi définie, on en déduit sans hésitation l'évaluation des volumes d'affinement A et A' .

Examinons maintenant le cas le plus général, où le contour de la carène dans le plan longitudinal est quelconque, les aboutissements des lignes d'eau étant variables à l'arrière comme à l'avant. Divisons la carène comme précédemment par des sections horizontales parallèles à la flottaison réelle, et marquons de plus sur le longitudinal la trace du plan vertical qui divise la carène en deux volumes égaux, l'un sur l'avant, l'autre sur l'arrière. Envisageant d'abord la partie avant, soit s' la surface d'une quelconque des sections horizontales dans cette partie, et X' sa longueur depuis le plan vertical de séparation jusqu'à l'extrémité avant de la section; suivant le même raisonnement que ci-dessus, on aura pour longueur virtuelle de cette partie avant

$$L' = \frac{\frac{1}{2} X'_0 s'_0 + X'_1 s'_1 + X'_2 s'_2 + \dots + \frac{1}{2} X'_n S'}{\frac{1}{2} s'_0 + s'_1 + s'_2 + \dots + \frac{1}{2} S'}.$$

On déterminera L' pour la partie arrière par une formule identique.

Les lignes virtuelles des aboutissements moyens à l'arrière et à l'avant sont aussi bien déterminées de position; c'est, à l'avant, une perpendiculaire virtuelle située à une distance L' en avant du plan vertical transversal qui sépare la carène en deux parties d'égal volume, et c'est, à l'arrière, une autre perpendiculaire virtuelle située à une distance L'' en arrière de ce même plan.

De ces données on peut déduire correctement les volumes d'affinement A et A' . En effet, les perpendiculaires virtuelles étant repérées en position sur le longitudinal, considérons un plan vertical transversal situé dans la maîtresse partie, ou portion cylindrique de surface B^2 , et calculons les volumes W_1 et W_2 de la carène existant l'un sur l'avant et l'autre sur l'arrière de ce plan; soit enfin d_1 la distance de ce plan à la perpendiculaire virtuelle avant et d_2 sa distance à la perpendiculaire virtuelle arrière (on a, du reste, $d_1 + d_2 = L' + L''$); A et A' se déduisent des relations

$$A = d_1 B^2 - W_1,$$

$$A' = d_2 B^2 - W_2.$$

DEUXIÈME PARTIE.

TRAVAIL RÉSISTANT ABSORBÉ PAR LES MACHINES.

La question du travail résistant absorbé dans les machines n'aurait aucun rapport avec celle de la résistance des carènes, et de l'utilisation du propulseur, si l'expérience pouvait fournir directement la valeur du travail reçu et transmis par l'arbre qui porte le propulseur. Malheureusement, il n'en est pas ainsi, et l'on ne peut déterminer que la puissance développée sur les pistons. Il est donc important de chercher à se rendre compte, avec quelque approximation, de la quantité de travail absorbée par la machine elle-même dans son fonctionnement; le résidu est précisément le travail reçu par le propulseur.

Les résistances passives peuvent se classer en deux catégories. L'une peut être considérée comme comprenant les résistances *initiales*, telles que frottement des presse-étoupes, des bagues de piston, etc., et frottement correspondant aux *poids* des pièces reposant sur leurs coussinets; ces résistances sont indépendantes des efforts de la machine, et leur ensemble absorbe, par conséquent, une quantité de travail par seconde proportionnelle au nombre de tours N . L'autre catégorie comprend les résistances qui se développent proportionnellement à l'effort moyen exercé sur les pistons.

La puissance absorbée par la première catégorie des résistances doit donc être représentée par le produit AN , A étant, pour une machine donnée, une constante qui dépend du poids des pièces, du serrage des presse-étoupes, du serrage des garnitures de pistons, etc. Au nombre de tours N_1 correspondant à la puissance maximum prévue F_1 , la puissance absorbée ainsi est égale à AN_1 et son rapport à F_1 est $\frac{AN_1}{F_1}$. Pour les machines modernes, ce rapport peut être considéré comme ayant pour valeur 0,08; c'est le chiffre cité par M. Wright, à propos des essais de l'*Iris*, et c'est également celui que j'ai trouvé, à peu de chose près, comme résultat de calculs directs de frottement faits sur la machine de l'*Armand-Béhic*.

On posera donc

$$\frac{AN_1}{F_1} = 0,08$$

et, en général,

$$A = \varepsilon \frac{F_1}{N_1}.$$

Pour des machines plus petites, et surtout pour des machines dont les serrages divers seraient exagérés, ε peut atteindre facilement 0,13, ainsi que l'a indiqué Froude, et même 0,20. De plus, ε dépend évidemment aussi de la qualité du graissage; mais on ne saurait considérer, dans une étude comme celle-ci, que des machines dont le graissage est satisfaisant et de qualité constante.

En somme, AN représente la puissance qu'il faudrait dépenser pour faire tourner la machine à l'allure N , sans qu'aucune pression agisse sur les pistons et tiroirs, et le propulseur étant supprimé; c'est la puissance qu'il faudrait développer directement sur l'arbre de transmission (au moyen d'un moteur auxiliaire), le propulseur étant désembrayé, et la machine, échauffée et graissée, ayant ses cylindres en libre communication avec l'atmosphère à chaque extrémité.

Lorsque la vapeur exerce sa pression sur les pistons et tiroirs pour actionner la machine dans son état normal, elle développe un effort moyen, lequel fait naître des résistances supplémentaires (deuxième catégorie), qui, ainsi qu'il a été dit plus haut, peuvent être considérées comme proportionnelles à cet effort moyen. La puissance qu'elles absorbent est donc proportionnelle à la puissance F indiquée sur les pistons, et peut être représentée par BF , B étant un certain coefficient constant pour une même machine.

Donc le travail *total* absorbé par les résistances passives est égal à $AN + BF$. Désignant par fF la fraction de la puissance transmise à l'arbre du propulseur, on a, par suite,

$$F - fF = AN + BF,$$

d'où

$$f = 1 - B - \frac{AN}{F},$$

et, en remplaçant A par sa valeur $\varepsilon \frac{F_1}{N_1}$,

$$f = 1 - B - \varepsilon \frac{F_1}{F} \frac{N}{N_1}.$$

Pour $F = F_1$ et $N = N_1$, on a

$$f_1 = 1 - B - \varepsilon.$$

M. Widmann admet pour B la valeur de 0,07; cette valeur me paraît ne dépendre que de la qualité du graissage si la machine est bien montée, et nullement de la grandeur de la machine ni des serrages; par suite, en ne considérant, comme cela est rationnel, que les machines dont le graissage est satisfaisant, B doit être sensiblement le même et égal à 0,07 environ pour toutes les machines.

Si la machine actionne une hélice, on peut, avec une approximation suffisante pour ce que l'on a en vue, admettre que les puissances *transmises* au propulseur, savoir fF et $f_1 F_1$, sont proportionnelles respectivement à N^3 et

à N_1^3 , c'est-à-dire que l'on a la relation

$$\left(\frac{f}{f_1}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{F}{F_1}\right)^{\frac{1}{3}} = \frac{N}{N_1},$$

d'où

$$\frac{F_1}{F} \frac{N}{N_1} = \left(\frac{f}{f_1}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{F_1}{F}\right)^{\frac{1}{3}},$$

On a, par suite,

$$f = 1 - B - \varepsilon \left(\frac{f}{f_1}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{F_1}{F}\right)^{\frac{2}{3}},$$

équation qui permet de déterminer f en fonction de $\frac{F}{F_1}$, connaissant B et ε , et sachant que $f_1 = 1 - B - \varepsilon$.

Cette équation peut prendre la forme suivante :

$$f = 1 - B - \varepsilon \left(\frac{f}{f_1}\right) \left(\frac{f_1 F_1}{f F}\right)^{\frac{2}{3}}$$

ou

$$f = f_1 + \varepsilon - \varepsilon \left(\frac{f}{f_1}\right) \left(\frac{f_1 F_1}{f F}\right)^{\frac{2}{3}},$$

d'où l'on tire

$$\frac{f}{f_1} = \frac{f_1 + \varepsilon}{f_1 + \varepsilon \left(\frac{f_1 F_1}{f F}\right)^{\frac{2}{3}}}.$$

Sous cette forme, on calcule immédiatement les valeurs de $\frac{f}{f_1}$ en fonction du rapport inverse $\frac{f_1 F_1}{f F}$ des puissances transmises à l'arbre.

Il est commode de dresser d'avance un Tableau donnant les valeurs correspondantes des rapports $\frac{f}{f_1}$, $\frac{F}{F_1}$ et $\frac{f F}{f_1 F_1}$ pour une série de valeurs de ε , B étant supposé toujours égal à 0,07. Comme ε ne peut guère être inférieur à 0,08 ni supérieur à 0,20, je donnerai ci-après ce Tableau pour les trois valeurs $\varepsilon = 0,08$, $\varepsilon = 0,14$, $\varepsilon = 0,20$.

Nota. — Tant que $\frac{F}{F_1}$ n'est pas inférieur à 0,30, et pour toute valeur de f_1 supérieur à 0,50, on peut employer la formule

$$\frac{F}{F_1} = 0,566 - 0,608 f_1 + (0,434 + 0,608 f_1) \frac{f F}{f_1 F_1}$$

qui est d'un usage commode et est très approchée dans les limites spécifiées.

$\left(\frac{fF}{f_1 F_1}\right)$	Pour $\varepsilon = 0,08$.		Pour $\varepsilon = 0,14$.		Pour $\varepsilon = 0,20$.	
	$\frac{F}{F_1}$	$\frac{f}{f_1}$	$\frac{F}{F_1}$	$\frac{f}{f_1}$	$\frac{F}{F_1}$	$\frac{f}{f_1}$
0,00.....	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,05.....	0,077	0,646	0,098	0,510	0,118	0,422
0,10.....	0,131	0,761	0,155	0,645	0,178	0,561
0,15.....	0,183	0,820	0,207	0,723	0,232	0,647
0,20.....	0,233	0,858	0,258	0,775	0,283	0,707
0,25.....	0,283	0,884	0,307	0,814	0,331	0,754
0,30.....	0,332	0,904	0,355	0,844	0,379	0,791
0,40.....	0,429	0,933	0,451	0,887	0,473	0,846
0,50.....	0,525	0,952	0,544	0,919	0,563	0,888
0,60.....	0,621	0,966	0,637	0,942	0,652	0,920
0,70.....	0,716	0,978	0,728	0,961	0,741	0,945
0,80.....	0,811	0,986	0,818	0,978	0,827	0,967
0,90.....	0,905	0,994	0,910	0,989	0,915	0,984
1,00.....	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
1,10.....	1,094	1,005	1,089	1,010	1,086	1,013
1,20.....	1,188	1,010	1,180	1,017	1,171	1,025
∞	∞	1,094	∞	1,177	∞	1,274
	$f_1 = 0,85$		$f_1 = 0,79$		$f_1 = 0,73$	

M. Widmann, Ingénieur de la Marine, Directeur général des Forges et Chantiers, dans la Note qu'il a présentée en 1893 à l'Association technique maritime, a développé, à ce sujet, des considérations tout à fait analogues. Toutefois, il a admis que la deuxième catégorie des résistances passives était proportionnelle, non pas à l'effort moyen développé sur les pistons, mais seulement à l'*excès* de cet effort moyen sur celui qui est nécessaire pour faire tourner la machine à *vide* à la même allure. Par suite (bien qu'avec des notations différentes), il arrive à une équation identique à celle-ci :

$$F - fF = AN + B(F - AN).$$

Je suis porté à penser que cette manière de voir n'est pas aussi rationnelle que celle que j'ai exposée ci-dessus. Quoi qu'il en soit, *au point de vue pratique*, les conséquences auxquelles arrive M. Widmann ne diffèrent pas sensiblement de celles qui résultent des formules que j'ai adoptées, ainsi qu'il est aisé de le vérifier. L'équation de M. Widmann conduit à

$$f = \left(1 - \varepsilon \frac{F_1}{N_1} \times \frac{N}{F}\right) (1 - B)$$

et

$$f_1 = (1 - \varepsilon)(1 - B);$$

d'où, en adoptant toujours la relation $\left(\frac{f}{f_1}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{F}{F_1}\right)^{\frac{1}{3}} = \frac{N}{N_1}$,

$$\frac{f}{f_1} = \frac{1}{1 - \varepsilon + \varepsilon \left(\frac{f_1 F_1}{f F}\right)^{\frac{2}{3}}}.$$

Si l'on calcule $\frac{f}{f_1}$ par cette formule, on trouvera des valeurs qui différeront fort peu de celles inscrites au Tableau précédent.

Revenant aux formules précédentes, on remarquera que ε et B sont chacun proportionnels au coefficient de frottement adopté; par suite, le travail absorbé pour une allure donnée doit être lui-même proportionnel à ce coefficient de frottement. Les formules concordent bien avec cette condition; on a, en effet,

$$1 - f_1 = B + \varepsilon \quad \text{et} \quad 1 - f = B + \varepsilon \frac{F_1}{F} \times \frac{N}{N_1}.$$

Enfin, il est intéressant de noter que la loi qui relie le rapport $\frac{f}{f_1}$ au rapport $\frac{F}{F_1}$ dépend essentiellement de celle qui existe entre la puissance et le nombre de tours.

Si, par exemple, il s'agit d'une machine d'atelier, munie d'un régulateur qui assure la constance du nombre de tours, on aura $N = N_1 = \text{const.}$ et, par suite,

$$f = 1 - B - \varepsilon \frac{F_1}{F} = f_1 - \varepsilon \left(\frac{F_1}{F} - 1 \right).$$

TROISIÈME PARTIE.

EXAMEN CRITIQUE ET JUSTIFICATION DES FORMULES.

1. **EXAMEN CRITIQUE.** — La méthode même qui a présidé à l'établissement des formules proposées prouve qu'elles ne peuvent être considérées que comme un moyen d'évaluation approché. On a considéré le phénomène complexe de la résistance comme la résultante d'un ensemble de phénomènes séparés et coexistants, et l'on a substitué à chacun de ceux-ci un phénomène fictif relativement simple, donnant comme une image de la réalité, et sus-

ceptible d'être calculé. Enfin on a admis que les effets de ces phénomènes fictifs se superposaient par voie d'addition.

On peut constater néanmoins que, dans ces conditions, comme on le verra plus loin, les formules rendent compte des faits avec beaucoup d'approximation, au moins pour des carènes de formes habituelles. Il n'est pas douteux, d'autre part, qu'elles seront modifiées par une analyse des faits expérimentaux plus précise que celle dont j'ai dû me contenter provisoirement; mais elles paraissent présenter ce mérite que leur cadre se prête facilement à des modifications ultérieures.

En principe, et il importe de ne pas le perdre de vue, on a admis que les forces en jeu ne donnaient lieu qu'à des résultantes horizontales. En dehors de cela, il importe de bien mettre en lumière les divers points pour lesquels il a fallu particulièrement recourir à une appréciation.

La valeur de μ_0 a été prise égale à $5B^2(2 - \cos i)(1 - \cos i)$. En se reportant à ce qui a été dit à ce sujet, on voit que le paramètre 5 a été simplement apprécié; peut-être sera-t-on conduit à le modifier un peu. Peut-être aussi, au lieu d'être constant, doit-il diminuer à mesure que la vitesse augmente; en effet, quand la vitesse est grande, la carène entraîne probablement avec elle une carène liquide dont les propriétés se rapprochent de celles des carènes que l'on considère dans la théorie des Stream-lines, en sorte que, pour une très grande valeur relative de la vitesse, μ_0 pourrait bien tendre vers zéro.

La valeur de μ_1 ne peut actuellement, comme il a été dit, qu'être l'objet d'une appréciation dans chaque cas particulier.

La valeur de μ_2 dépend de celle de la surface mouillée *réduite* à laquelle on admet qu'elle est proportionnelle. Cette surface mouillée réduite, telle que l'a définie Rankine, n'est peut-être pas la fonction de la surface mouillée réelle qui convient le mieux pour l'expression du frottement. Quant au coefficient du frottement, φ , il restera toujours assez incertain, parce qu'il est impossible de définir l'état *réel* de la surface d'une carène, et, par conséquent, de le reproduire à volonté et *exactement* sur des panneaux pouvant servir, ainsi que l'a fait W. Froude, à déterminer le coefficient en question.

La valeur de μ_3 est évidemment de nature empirique et son expression peut comporter certaines modifications. Cependant le rapport $\frac{\pi}{2L_A}$ qui a été adopté entre les coefficients de ses deux termes, l'un en v^2 l'autre en v^4 , paraît bien peu s'éloigner de la vérité.

La valeur de μ_4 a été établie en admettant : 1° une certaine loi (peut-être insuffisamment démontrée) pour la vitesse de propagation de l'énergie; 2° un certain rapport entre l'énergie du système ondulatoire créé par l'avant et celle du système créé par l'arrière; 3° une certaine réduction pour la réaction effective du résidu provenant de l'avant sur la production du système arrière; 4° une certaine valeur de la distance Δ des origines virtuelles des

deux systèmes d'ondulation. Les hypothèses admises paraissent assez bien concorder avec les faits; on doit cependant admettre qu'on sera conduit à les modifier; au contraire, la forme même de la fonction périodique croissante qui sert à exprimer μ , paraît de nature à devoir subsister.

En ce qui concerne la réaction de l'hélice sur la carène, le terme $h\Omega^2 = hB^2 \left(\frac{\omega^2}{B^2} \right)^m \frac{\omega}{\omega + n(L_R - \delta)}$ est de beaucoup le plus important. La forme même de cette fonction semble devoir être conservée; mais les valeurs admises pour l'exposant m ($m = \frac{3}{2}$) et pour le coefficient n ($n = \frac{1}{2}$) seront peut-être susceptibles de quelque changement.

Admettant provisoirement les formules telles qu'elles sont, comme représentant pour le mieux les faits d'expériences, il ne faut pas oublier qu'il reste toujours une cause d'incertitude concernant la valeur véritable dans chaque cas du coefficient de frottement φ de la carène.

Si l'on possède une série d'expériences relatives à un navire remorqué, sans hélice (comme pour le *Greyhound*) et que l'on veuille l'appliquer à la vérification de la formule, il conviendra de former la valeur de $(\mu_2 + \mu_4) v^2$ pour chaque valeur de v^2 , et de la retrancher de la valeur correspondante observée pour la résistance. Prenant v^2 comme abscisse et portant les différences ainsi calculées en ordonnées, on devra constater que les points isolés ainsi déterminés se distribuent (avec des écarts irréguliers dus aux erreurs d'observations) le long d'une ligne droite passant par l'origine; cette ligne doit représenter en effet la fonction $(\mu_0 + \mu_1 + \mu_2) v^2$ et son coefficient angulaire est égal à $\mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = \text{constante}$. Par le fait même que l'on constatera que la position moyenne des points obtenus est représentée par une ligne droite, on aura la preuve que la fonction $(\mu_2 + \mu_4) v^2$ correspond pour ce navire à la réalité des faits. D'autre part, ayant déterminé graphiquement pour le mieux le coefficient angulaire de cette ligne, on en retranchera $(\mu_0 + \mu_1)$ et la différence, divisée par la surface mouillée $(\Sigma + \sigma + \sigma)$, donnera la vraie valeur de φ . Cela suppose implicitement que la valeur de $\mu_0 + \mu_1$ est suffisamment exacte.

Si l'on examine des résultats d'expériences exécutées sur des modèles sans hélice, on opérera de la même manière; mais alors on observera que les points isolés se distribuent suivant une courbe moyenne très aplatie et asymptotique à une ligne droite passant par l'origine. Cela tient à ce qu'une grande partie des observations faites sur des modèles se rapportent à des vitesses inférieures à 2^m , et que la résistance au frottement est, dans cette région, affectée d'un terme de perturbation, dont l'existence a été indiquée précédemment. (Voir I^{re} Partie, Chap. IV.) Ayant déterminé graphiquement, pour le mieux, la droite asymptote, qui se confond sensiblement avec la courbe à partir de $v = 2^m$ (ou $v^2 = 4$), on doit en déduire un coefficient de frottement φ peu différent de celui qui résulterait de l'application des résultats des expériences de W. Froude à un panneau de la longueur du modèle en

question. Cette constatation, faite sur un certain nombre de modèles divers, pour lesquels le rapport $\frac{\mu_2}{\mu_0 + \mu_1 + \mu_2}$ diffère sensiblement, démontre en même temps que l'expression adoptée pour μ_0 est peu éloignée de la vérité.

Si l'on examine des résultats d'expériences faites sur des modèles soumis à l'influence de leur hélice (et sans connexion *mécanique* avec celle-ci), on pourra opérer exactement de la même manière. Alors, en effet, on doit avoir :

$$\text{Résistance observée} = P = (1 + \eta)(\mu_0 + \mu_1 + \mu_2 + \mu_3 + \mu_4) v^2.$$

Donc, si l'on calcule directement $1 + \eta$ et si l'on divise chaque valeur de P (observée) par la valeur correspondante de $1 + \eta$, tout devra se passer comme si l'on avait observé des résistances égales à $\frac{P}{1 + \eta}$ sur le modèle sans hélice. Quand on aura constaté une concordance convenable pour la valeur de φ , on aura en même temps la preuve que la valeur $1 + \eta$ correspond bien à la réalité. On remarquera que, $1 + \eta$ variant fort peu, on pourra se dispenser de calculer sa valeur pour chaque vitesse, et se contenter d'une valeur moyenne constante.

Si l'on examine les résultats obtenus sur un navire actionné par sa machine, il s'introduit un nouvel élément d'incertitude important, provenant de ce que l'on ne peut pas mesurer la poussée P sur la butée. On se trouve dans le cas précédent, mais avec cette différence que P est remplacé par l'expression

$$\frac{\xi f}{\left(1 + \frac{u}{2v}\right)} \times \frac{75 F}{v},$$

soit (voir deuxième Partie) par

$$\frac{\xi f_1}{\left(1 + \frac{u}{2v}\right)} \times \frac{75 \frac{f}{f_1} F}{v}.$$

ξ est le rendement *proprement dit* de l'hélice considérée comme appareil à réaction plus ou moins parfait, et f_1 le rendement de la machine pour sa puissance normale; $\frac{f}{f_1}$ peut être apprécié assez exactement comme il a été indiqué dans la deuxième Partie. En définitive, on peut considérer le produit ξf_1 comme sensiblement constant à toutes les vitesses. Posons $\xi f_1 = \zeta$, on a

$$\frac{\zeta}{(1 + \eta) \left(1 + \frac{u}{2v}\right)} \times \frac{\frac{f}{f_1} F}{v^3} = \left(\frac{\mu_0 + \mu_1 + \mu_2}{75} \right) + \frac{\mu_3 + \mu_4}{75}.$$

On peut toujours calculer $(1 + \eta) \left(1 + \frac{u}{2v}\right)$, qui est une fonction de v , et

former la valeur

$$I = \frac{1}{(1 + \tau_1) \left(1 + \frac{\mu}{2v}\right)} \times \frac{\frac{f}{f_1} F}{v^3};$$

d'autre part, $\frac{\mu_0 + \mu_1 + \mu_2}{75}$ est une constante, du moment que la vitesse est supérieure à 2^m , puisque alors μ_2 est constant; enfin $\frac{\mu_3 + \mu_4}{75}$ est une fonction de v que l'on peut calculer. Posant $\frac{\mu_0 + \mu_1 + \mu_2}{75} = a$ et $\frac{\mu_3 + \mu_4}{75} = x$, on aura

$$\zeta I = a + x.$$

Si donc on porte les valeurs de x en abscisses et en ordonnées celles de I qui leur correspondent, les points ainsi obtenus, et qui représentent les résultats expérimentaux, devront se distribuer (aux écarts près dus aux erreurs d'observation) suivant une droite dont le coefficient angulaire représente $\frac{1}{\zeta}$ et qui vient couper l'axe des abscisses en un point dont la distance à l'origine représente a en valeur absolue. Si donc le nombre des données d'expérience était suffisamment grand et ces données suffisamment précises, il serait possible de tracer graphiquement, avec assez d'approximation, une ligne droite représentant en moyenne les résultats des observations et de déterminer, du même coup, la valeur de ζ et celle de a , cette dernière comportant implicitement la valeur du coefficient de frottement φ .

En général, les données ne sont ni assez nombreuses, ni assez précises (surtout aux petites vitesses) pour ôter toute incertitude dans le tracé de cette droite. Il faudra donc opérer par tâtonnement et chercher une droite qui, tout en suivant de près les indications d'expérience, conduise à des valeurs *probables* à la fois pour φ et pour ζ .

Si l'on ne possède qu'une seule donnée expérimentale, on fera une hypothèse pour la valeur de φ et l'on calculera directement ζ par la formule; on procédera s'il y a lieu par tâtonnements successifs.

Avec une machine bien montée et de puissance d'au moins 1000^{ch}, et une hélice bien proportionnée, la valeur de ζ diffère, en général, peu de 0,775.

Mais il faut bien remarquer que le rendement *effectif* ξ de l'hélice ne dépend pas seulement de l'hélice elle-même, mais bien aussi de ses relations avec les parties avoisinantes de la carène. Si la cage d'hélice est mal disposée, par exemple, il peut se produire des remous excessifs et des chocs violents qui constituent une perte de travail, et par suite de rendement; ce défaut se manifeste, en général, par des trépidations plus ou moins accentuées à l'arrière. Le défaut d'immersion de l'hélice entre aussi en ligne de compte. Quoi qu'il en soit, il faut compter que le rendement peut être, dans certains cas, notablement réduit par rapport à ce que l'on aurait pu supposer *a priori*, ce

ui entraîne une diminution dans la valeur effective de ξ et, par suite, dans celle de ζ .

Enfin, les résultats des expériences de vitesse sur les navires sont, en général, entachés d'erreurs qui atteignent 5 pour 100 et quelquefois davantage. Souvent la puissance indiquée est faussée, non seulement par le fait des indicateurs, mais aussi parce que cette puissance calculée n'est pas celle qui correspond au véritable nombre de tours moyen réalisé pendant le parcours sur la base qui sert à déterminer la vitesse correspondante.

Nota. — On est habitué à considérer la valeur de l'utilisation m résultant de la formule $v = m \sqrt[3]{\frac{F}{B^2}}$. Le paramètre ζ est un coefficient d'utilisation du même genre, mais qui évidemment est comparable à m^3 et non pas à m . Donc, au point de vue des comparaisons habituelles, il faut avoir soin de considérer les valeurs de $\zeta^{\frac{1}{3}}$ et non pas celles de ζ .

2. JUSTIFICATIONS. — Il reste à montrer, au moyen d'un certain nombre d'exemples, avec quel degré d'approximation les formules proposées permettent de se rendre compte des phénomènes.

On se reportera pour ce qui suit aux données et indications inscrites dans les Tableaux insérés à la fin de cette troisième Partie.

Greyhound (aviso en bois) remorqué. — Ce navire est celui sur lequel W. Froude a exécuté ses remarquables expériences de remorque. Le Rapport relatif à ces expériences a été traduit et inséré au *Mémorial du Génie maritime*.

Le doublage en cuivre était considéré par W. Froude comme *détérioré* par le temps. Le navire avait alors, en effet, six ans d'âge à cette époque (août et septembre 1871).

On a pris, pour valeurs des résistances observées, celles qui sont indiquées par points sur le tracé graphique annexé au Rapport, dans le cas de *déplacement et assiette normaux*, en laissant de côté les expériences pour lesquelles l'hélice était abaissée en place.

Ces valeurs sont les suivantes :

v^2	Résistances observées.	v^2	Résistances observées.
	kg		kg
5,11...	1002	23,33...	3824
5,24...	852	23,52...	4008
5,24...	701	24,60...	4041
8,47...	1336	28,94...	5761
9,61...	1303	29,59...	5778
9,61...	1420	29,59...	6112
12,25...	1737	33,99...	7548
16,00...	2371	34,69...	8016
16,48...	2438	35,88...	7682
16,48...	2538	35,30...	10872

Sur la *fig. 1 (Pl. V)*, on a tracé la courbe des valeurs de $(\mu_3 + \mu_4)v^2$, en prenant v^2 pour abscisses. La courbe en traits pointillés représente, à titre d'indication, les valeurs de $\mu_3 v^2$. Portant ensuite *en contre-bas* de la courbe

$$y = (\mu_3 + \mu_4)v^2$$

les valeurs des résistances observées, on a obtenu la série des points marqués sur la figure. Ces points se distribuent convenablement de part et d'autre d'une ligne droite, dont le coefficient angulaire est égal à

$$141,7 = \mu_0 + \mu_1 + \mu_2.$$

Retranchant $15,9 = \mu_0 + \mu_1$, il reste $\mu_2 = 125,8$, d'où l'on conclut

$$\varphi = \frac{\mu_2}{\Sigma + \sigma + \sigma_1} = \frac{125,8}{672} = 0,1872,$$

chiffre très probable d'après l'état du doublage en cuivre.

Les expériences s'étendent jusqu'à une valeur de v correspondant à $n = 1,80$.

Bayard (modèle au $\frac{1}{16}$). — Cet exemple de navire à formes très pleines $\text{tangi} = 0,3499$ a été choisi parce que les expériences faites sur son modèle ont été très multipliées et exécutées dans de bonnes conditions.

PREMIER CAS. Hélice enlevée. — Sur la *fig. 2 (Pl. V)*, on a tracé la courbe des valeurs de $(\mu_3 + \mu_4)v^2$ en kilogrammes à l'échelle de 5^{mm} pour 1^{kr}, ce qui correspond précisément à l'allongement du ressort dynamométrique employé. La courbe $\mu_3 v^2$ a été tracée en traits pointillés à titre d'indication. Les abscisses sont les valeurs de v^2 . On a porté ensuite, *en contre-bas* de la courbe $(\mu_3 + \mu_4)v^2$, les valeurs des résistances observées, ce qui a donné la série des points marqués sur la figure. Ils se distribuent d'une manière très satisfaisante de part et d'autre d'une ligne droite passant par l'origine; toutefois, pour des valeurs de v^2 inférieures à 3,0 (soit $v = 1^m, 73$), les points tombent en dessous de la ligne droite, indiquant ainsi l'existence du terme de perturbation relatif au frottement signalé dans la première Partie, § 9.

Le coefficient angulaire de la ligne droite est égal à $1,15 = (\mu_0 + \mu_1 + \mu_2)$; retranchant $0,1384 = (\mu_0 + \mu_1)$, il reste $\mu_2 = 1,0116$, d'où l'on conclut

$$\varphi = \frac{\mu_2}{\Sigma + \sigma + \sigma_1} = \frac{1,0116}{7,2236} = 0,140.$$

Or, d'après les expériences de W. Froude sur des panneaux recouverts de feuilles d'étain, on serait conduit à prendre $\varphi = 0,1384$. La concordance est donc très satisfaisante.

DEUXIÈME CAS. Hélice en action. — Adoptant la valeur trouvée pour φ , soit $0,140$, on a complété les calculs nécessaires pour obtenir la valeur de E , ce

qui a conduit aux valeurs suivantes de $\frac{u}{v}$ et de $1 + \eta$:

$$\begin{array}{lll} \text{Pour } v = 1, \dots\dots\dots & \frac{u}{v} = 0,1009 & \text{et } 1 + \eta = 1,1882, \\ \text{Pour } v = 2,2, \dots\dots\dots & \frac{u}{v} = 0,2332 & \text{et } 1 + \eta = 1,1768. \end{array}$$

On a pris en moyenne $1 + \eta = 1,1825$, avec une erreur inférieure à 0,05 pour 100.

Des valeurs P des résistances observées, on a déduit celles de $\frac{P}{1 + \eta}$, et, ayant tracé, comme précédemment, la courbe $(\mu_3 + \mu_4)v^2$, on a porté en contre-bas de cette courbe, les valeurs de $\frac{P}{1 + \eta}$, ce qui a donné la série des points marqués sur la fig. 3 (Pl. VI). Comme précédemment, ces points se distribuent, d'une manière très satisfaisante, de part et d'autre d'une ligne droite passant par l'origine, sauf pour les vitesses inférieures à 1^m,73, par suite de l'existence du terme de perturbations relatif au frottement.

Le coefficient angulaire de la ligne droite est précisément le même que dans le cas précédent, d'où résulte la même valeur de $\varphi = 0,140$.

La concordance est donc très satisfaisante et démontre implicitement l'exactitude de l'expression de $1 + \eta$.

Les expériences s'étendent pour ce modèle jusqu'à une valeur de v correspondant à $n = 1,50$.

Bayard (cuirassé en bois). — Les essais du *Bayard* ont donné les résultats suivants :

$$\left. \begin{array}{lll} v = 5,001 & F = 1026 & \text{d'où } \frac{f}{f_1} F = 888 \\ v = 6,234 & F = 2173 & \text{d'où } \frac{f}{f_1} F = 2075 \\ v = 7,003 & F = 3560 & \text{d'où } \frac{f}{f_1} F = 3507 \\ v = 7,468 & F = 4446 & \text{d'où } \frac{f}{f_1} F = 4446 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{D'après ce qui a été indiqué dans la} \\ \text{deuxième Partie avec } f_1 = 0,86. \end{array}$$

Le doublage en cuivre de la carène étant en bon état, on a admis, après quelques tâtonnements, $\varphi = 0,116$. Par suite

$$\mu_2 = 214,5, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 249,9, \quad \text{et} \quad E = 149,8.$$

Le calcul donne aussi

$$\begin{array}{llll} \text{Pour } v = 5,001 & \mu_3 = 69,81 & \mu_4 = + 1,501 & \frac{u}{v} = 0,0959 \\ \text{» } v = 6,234 & \mu_3 = 146,42 & \mu_4 = - 9,078 & \frac{u}{v} = 0,1136 \\ \text{» } v = 7,003 & \mu_3 = 220,01 & \mu_4 = + 15,994 & \frac{u}{v} = 0,1390 \\ \text{» } v = 7,468 & \mu_3 = 276,65 & \mu_4 = - 22,55 & \frac{u}{v} = 0,1436 \end{array}$$

et, par suite, on obtient

$$\begin{aligned}
 \text{Pour } \nu = 5,001 \quad I &= \frac{f}{f_1} \frac{F}{\nu^3} \left[\frac{1}{(1 + \tau_1) \left(1 + \frac{u}{2\nu}\right)} \right] = 5,705 \\
 \text{» } \nu = 6,234 \quad I &= \frac{f}{f_1} \frac{F}{\nu^3} \left[\frac{1}{(1 + \tau_1) \left(1 + \frac{u}{2\nu}\right)} \right] = 6,840 \\
 \text{» } \nu = 7,003 \quad I &= \frac{f}{f_1} \frac{F}{\nu^3} \left[\frac{1}{(1 + \tau_1) \left(1 + \frac{u}{2\nu}\right)} \right] = 8,065 \\
 \text{» } \nu = 7,468 \quad I &= \frac{f}{f_1} \frac{F}{\nu^3} \left[\frac{1}{(1 + \tau_1) \left(1 + \frac{u}{2\nu}\right)} \right] = 8,411
 \end{aligned}$$

Si l'on porte les valeurs de $\frac{\mu_1 + \mu_2}{75}$ en abscisses (voir *Pl. VI, fig. 4*) et celles de I en ordonnées, on obtient quatre points qui ne permettent pas de préciser bien exactement la position d'une ligne droite moyenne. Mais, si l'on admet pour φ la valeur 0,116, ce qui conduit à $\alpha = \frac{\mu_0 + \mu_1 + \mu_2}{75} = 3,332$, et que l'on assujettisse la droite moyenne à passer par le point $x = -3,332$ de la ligne des abscisses, on trouve que l'inclinaison moyenne qu'il convient de donner à cette droite correspond à une valeur de ζ égale à 0,777, valeur *très probable*.

On peut donc prendre pour le *Bayard* (conditions des essais) :

$$\varphi = 0,116 \quad \text{et} \quad \zeta = 0,777, \quad \text{soit} \quad \zeta^{\frac{1}{3}} = 0,919.$$

Cette dernière valeur conduit à supposer $f_1 = 0,86$ et $\xi = 0,904$, ce qui est *très probable*.

Les formules proposées rendent donc bien compte des résultats d'expériences constatés sur le modèle du *Bayard* et sur le *Bayard* lui-même.

Milan (modèle au $\frac{1}{16}$). — Cet exemple de navire à formes très fines ($\tan i = 0,1233$) a été choisi parce qu'il contraste nettement avec celui du *Bayard*; les expériences faites avec le modèle ont été très multipliées et faites dans de bonnes conditions.

PREMIER CAS. Hélices enlevées. — Opérant comme il a été fait précédemment pour le modèle du *Bayard*, on a obtenu le graphique de la *fig. 5* (*Pl. VII*). La série des points fournis par les données expérimentales se distribue d'une manière satisfaisante de part et d'autre d'une ligne droite passant par l'origine.

Il y a lieu de remarquer que l'on ne retrouve pas ici l'indication du terme de perturbation relatif au frottement. Cela tient sans doute à ce que pour les faibles vitesses, étant donnée la petitesse des efforts en jeu, les observations n'ont pas eu toute la précision désirable; on ne peut pas, en effet, supposer que l'absence du terme de perturbation tiennent à la finesse des formes,

puisque ce terme existe dans le cas des panneaux minces, et que, d'autre part, on en retrouve la trace dans toutes les autres expériences exécutées sur des modèles.

Quoi qu'il en soit, cette anomalie est de minime importance, puisqu'elle ne concerne que la région des vitesses inférieures à 1^m,50.

Le coefficient angulaire de la ligne droite est égal à 0,6110 = $\mu_0 + \mu_1 + \mu_2$; retranchant 0,0235 = $\mu_0 + \mu_1$, il reste $\mu_2 = 0,5875$, d'où l'on conclut

$$\varphi = \frac{\mu_2}{\Sigma + \tau + \sigma_1} = \frac{0,5875}{4,1367} = 0,142.$$

Or, d'après les expériences de W. Froude sur des panneaux minces, on serait conduit à prendre $\varphi = 0,137$. La concordance est donc satisfaisante.

DEUXIÈME CAS. *Hélices en action*. — Adoptant la valeur trouvée pour φ , soit 0,142, on trouve

$$\begin{array}{llll} \text{Pour } \nu = 1,000 & \frac{u}{\nu} = 0,0784 & \text{et} & 1 + \tau_1 = 1,078 \\ \text{Pour } \nu = 2,613 & \frac{u}{\nu} = 0,1332 & \text{et} & 1 + \tau_1 = 1,076 \end{array}$$

On a pris en moyenne $1 + \eta = 1,077$.

Des valeurs P des résistances observées on a déduit celles de $\frac{P}{1 + \eta}$. Opérant comme dans le cas précédent analogue, on a obtenu sur la fig. 6 (Pl. VII) une série de points qui se distribuent d'une manière très satisfaisante, de part et d'autre d'une ligne droite passant par l'origine. On remarquera, comme pour le cas *sans hélices*, l'absence d'indication relative au terme de perturbation du frottement.

Le coefficient angulaire de la ligne droite est précisément le même que pour le cas *sans hélices*, d'où résulte la même valeur de $\varphi = 0,142$.

La concordance est donc très satisfaisante et démontre implicitement l'exactitude de l'expression de $1 + \eta$.

Les expériences s'étendent pour ce modèle jusqu'à une valeur de ν correspondant à environ $n = 1,25$.

Milan (Croiseur en acier). — Les essais du *Milan* ont donné les résultats suivants :

Première série d'essais (mai et août 1885).

$\nu = 6,55$	$F = 1248$	d'où	$\frac{f}{f_1} F = 1023$	} En supposant à priori $f_1 = 0,79$.
$\nu = 6,88$	$F = 1499$	d'où	$\frac{f}{f_1} F = 1282$	
$\nu = 7,974$	$F = 2167$	d'où	$\frac{f}{f_1} F = 1983$	
$\nu = 8,880$	$F = 3322$	d'où	$\frac{f}{f_1} F = 3255$	
$\nu = 9,290$	$F = 4070$	d'où	$\frac{f}{f_1} F = 4070$	

La carène étant peinte au vert de Schweinfurth, on a admis pour φ la valeur calculée comme il a été indiqué au n° 10 (première Partie), c'est-à-dire $\varphi = 0,1285$. Par suite,

$$\mu_2 = 136,10, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 142,11 \quad \text{et} \quad E = 33,94.$$

Le calcul donne ensuite

Pour $v = 6,55$	$\mu_3 = 26,78$	$\mu_4 = - 1,54$	$\frac{u}{v} = 0,0787$	$I = 3,253$
» $v = 6,88$	$\mu_3 = 31,55$	$\mu_4 = + 1,23$	$\frac{u}{v} = 0,0820$	$I = 3,510$
» $v = 7,974$	$\mu_3 = 52,27$	$\mu_4 = - 6,25$	$\frac{u}{v} = 0,0876$	$I = 3,483$
» $v = 8,880$	$\mu_3 = 76,36$	$\mu_4 = + 5,92$	$\frac{u}{v} = 0,1030$	$I = 4,106$
» $v = 9,290$	$\mu_3 = 89,74$	$\mu_4 = + 14,94$	$\frac{u}{v} = 0,1123$	$I = 4,465$

Deuxième série d'essais.

$v = 6,40$	$F = 1045$	d'où $\frac{f}{f_1} F = 825$	En supposant à priori $f_1 = 0,79$.
$v = 7,33$	$F = 1637$	d'où $\frac{f}{f_1} F = 1408$	
$v = 7,76$	$F = 2013$	d'où $\frac{f}{f_1} F = 1822$	
$v = 8,175$	$F = 2563$	d'où $\frac{f}{f_1} F = 2422$	
$v = 9,350$	$E = 4217$	d'où $\frac{f}{f_1} F = 4217$	

Le calcul donne ensuite

Pour $v = 6,40$	$\mu_3 = 24,80$	$\mu_4 = - 1,39$	$\frac{u}{v} = 0,0770$	$I = 2,814$
» $v = 7,33$	$\mu_3 = 39,11$	$\mu_4 = + 2,62$	$\frac{u}{v} = 0,0858$	$I = 3,183$
» $v = 7,76$	$\mu_3 = 47,57$	$\mu_4 = - 3,61$	$\frac{u}{v} = 0,0868$	$I = 3,472$
» $v = 8,175$	$\mu_3 = 57,02$	$\mu_4 = - 6,79$	$\frac{u}{v} = 0,0895$	$I = 3,944$
» $v = 9,350$	$\mu_3 = 91,83$	$\mu_4 = + 15,70$	$\frac{u}{v} = 0,1134$	$I = 4,537$

Si l'on porte les valeurs de $\frac{\mu_3 + \mu_4}{75}$ en abscisses (voir *Pl. VII, fig. 7*) et celles de I en ordonnées, on obtient dix points qui, à cause des écarts d'observation, ne permettent pas de préciser bien exactement la position de la droite moyenne. Les points de la première série sont distingués par le signe $-$ et ceux de la deuxième série par le signe $+$. Mais, en admettant la valeur de φ

calculée plus haut, $\varphi = 0,1285$, ce qui conduit à $a = \frac{\mu_0 + \mu_1 + \mu_2}{75} = 1,895$,

on constate que la droite, passant par le point $x = -1,895$ de la ligne des abscisses, et inclinée de manière que son coefficient angulaire corresponde à $\zeta = 0,73$, représente convenablement la moyenne des résultats observés. Cette valeur de $\zeta = 0,73$ est très probable, car elle conduit à supposer $\xi = 0,90$ et $f_1 = 0,811$; étant donné le système des machines du *Milan*, on peut admettre que f_1 diffère, en effet, assez peu de $0,811$.

On peut donc prendre pour le *Milan* (conditions des essais)

$$\varphi = 0,1285 \quad \text{et} \quad \zeta = 0,73, \quad \text{soit} \quad \zeta^{\frac{1}{3}} = 0,900.$$

Les formules proposées rendent donc bien compte des résultats d'expériences constatés sur le modèle du *Milan* et sur le *Milan* lui-même.

Modèle comparatif de l'Océan au $\frac{1}{34}$. Étrave droite. — Ce modèle, vu ses faibles dimensions, a été expérimenté à des vitesses *relativement* très élevées et, par suite, fournit des indications d'un ordre particulier et intéressantes. Les expériences datent du mois de mars 1880 et peuvent être considérées comme suffisamment précises.

Le modèle était aussi semblable que possible à l'*Océan*, avec cette seule différence que son avant était droit et à étrave droite, au lieu de former éperon avec des façons très déversées.

Le graphique de la *fig. 8* (*Pl. VII*) relatif à ces expériences a été établi suivant la méthode déjà indiquée ci-dessus. La courbe entrant plein représente les valeurs de $(\mu_2 + \mu_1)\nu^2$; la courbe $\mu_2\nu^2$ a été tracée en traits pointillés. On a porté en contre-bas de la courbe $(\mu_2 + \mu_1)\nu^2$ les valeurs des résistances observées, ce qui a donné la série des points isolés marqués sur la figure.

On constate que, jusqu'à une vitesse relativement très élevée

$$(\nu = 2^m, 00, \nu^2 = 4^m, 00),$$

les points se distribuent d'une manière satisfaisante de part et d'autre d'une ligne droite passant par l'origine; pour les vitesses faibles ils tombent régulièrement un peu en dessous de cette ligne, indiquant ainsi l'existence du terme de perturbation relatif au frottement.

Le coefficient angulaire de la ligne droite est égal à $0,280 = \mu_0 + \mu_1 + \mu_2$; retranchant $0,0234 = \mu_0 + \mu_1$, il reste $\mu_2 = 0,2566$, d'où l'on conclut

$$\varphi = \frac{\mu_2}{\Sigma + \sigma + \sigma_1} = \frac{0,2566}{1,703} = 0,150.$$

D'après les expériences de W. Froude sur des panneaux minces, on serait conduit à prendre $\varphi = 0,1467$; mais il faudrait forcer un peu ce chiffre, étant donné que le contour moyen mouillé du modèle en question est très nota-

blement moindre que celui de ces panneaux. La valeur 0,150 est donc très admissible.

Au delà de $v = 2^m, 00$ ($v^2 = 4,00$) il est visible que la résistance observée devient nettement inférieure à celle qui résulterait des formules. Or $v = 2,00$ correspond sensiblement à $n = 1,00$, c'est-à-dire à la condition pour laquelle la longueur d'onde est précisément égale à Δ , le navire étant alors porté en entier sur la vague complète qu'il a formée. J'ai déjà indiqué qu'à partir de cette vitesse, correspondant à $n = 1$, les lois de la résistance devaient se modifier en entrant dans les conditions que réalisent les torpilleurs à grande vitesse, et qui se rapportent à des phénomènes d'un tout autre ordre. Les expériences du modèle comparatif (étrave droite) de l'*Océan* confirment bien cette manière de voir, et indiquent que la modification de la résistance se produit dans le sens d'une *diminution*. Mais elles montrent aussi que les formules proposées sont légitimement applicables jusqu'à une vitesse limite, correspondant à $n = 1$, ou tout au moins jusque dans le voisinage de cette vitesse, qui est relativement très élevée.

En août 1879, des expériences avaient été faites sur un autre modèle de l'*Océan* au $\frac{1}{36}$, mais représentant *exactement* ce navire avec sa forme à éperon. Elles n'ont pas autant de précision que celles qui viennent d'être analysées, mais elles sont cependant acceptables comme indications d'ensemble. La comparaison entre les résultats fournis par ces deux modèles au $\frac{1}{36}$ montre que, jusqu'à la vitesse de $1^m, 40$ (qui correspond à $8^m, 40$, soit $16^m, 30$ pour le navire lui-même), il n'y a pas de différences sensibles pour les résistances; au delà, le modèle à éperon offre plus de résistance, ce qui tient sans doute à ce que la vague soulevée par l'avant est, par suite de l'effet des formes déversées, notablement plus forte que ne le supposent les formules, lesquelles s'appliquent plus particulièrement à des avants droits ou à peu près. Les courbes de résistance des deux modèles semblent ensuite se rapprocher l'une de l'autre pour de très grandes vitesses, lorsque n devient inférieur à 0,75; cette dernière indication est rationnelle.

Les expériences sur les modèles faites à Brest antérieurement à 1879 étaient entachées d'erreurs; aussi n'y a-t-il pas lieu d'examiner les résultats relevés sur le modèle au $\frac{1}{16}$ de l'*Océan*, lesquels avaient été obtenus en 1878.

Océan (Cuirassé en bois). — Parmi les essais de l'*Océan*, la série à grande vitesse est la seule que l'on puisse considérer; les trois autres séries ont été faussées plus ou moins par une forte brise du travers. On a relevé

$$\text{Pour } v = 7,047 \dots \quad F = 3750 \quad \text{d'où} \quad \frac{f}{f_1} F = 3750.$$

La carène étant doublée en cuivre, et la longueur étant plus grande que celle du *Bayard*, on a admis $\varphi = 0,114$. Par suite,

$$\begin{aligned} \mu_2 &= 251,2, & \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 &= 281,9 & \text{et} & E &= 307,6; \\ \mu_3 &= 176,56, & \mu_4 &= 114,39, & \frac{\mu}{v} &= 0,1635, & I &= 8,055; \end{aligned}$$

d'où

$$\zeta = 0,782,$$

ce qui conduit à supposer

$$f_1 = 0,85 \quad \text{et} \quad \xi = 0,920,$$

valeurs probables.

On peut donc prendre, pour l'*Océan* (conditions des essais)

$$\varphi = 0,114 \quad \text{et} \quad \zeta = 0,782, \quad \text{soit} \quad \zeta^{\frac{1}{3}} = 0,921,$$

ce qui concorde bien avec les résultats des essais du *Bayard*.

Les exemples qui précèdent montrent que les formules proposées s'appliquent bien à des navires très différents et en même temps à leurs modèles à échelle très réduite. Mais cette conclusion paraît, au premier abord, contredite par d'autres exemples, qu'il importe par suite de discuter dès maintenant, afin de montrer que les anomalies qu'ils présentent ne sont qu'apparentes.

J'examinerai à ce point de vue les résultats des essais du *Lapérouse*, du *Voltigeur* et du *Dumont-d'Urville*.

Lapérouse (Croiseur en bois). — Les essais du *Lapérouse* ont donné des résultats suivants :

$$\begin{aligned} v = 7,57, \quad F = 2028; \quad \text{d'où} \quad \frac{f}{f_1} F = 2028; \\ v = 7,79, \quad F = 2179; \quad \text{d'où} \quad \frac{f}{f_1} F = 2179. \end{aligned}$$

La carène étant doublée en cuivre, on a admis $\varphi = 0,118$. Par suite,

$$\mu_2 = 141,01, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 146,68 \quad \text{et} \quad E = 100,6.$$

Le calcul donne ensuite :

$$\begin{aligned} \text{Pour } v = 7,57 \dots \mu_3 = 82,75 \quad \mu_4 = -9,68 \quad \frac{u}{v} = 0,1378 \quad l = 3,854 \\ \text{Pour } v = 7,79 \dots \mu_3 = 91,57 \quad \mu_4 = -10,85 \quad \frac{u}{v} = 0,1420 \quad l = 3,791 \end{aligned}$$

On en conclut :

$$\begin{aligned} \text{Pour } v = 7,57 \dots \zeta = 0,760 \\ \text{Pour } v = 7,79 \dots \zeta = 0,800 \end{aligned} \quad \text{En moyenne} \dots \zeta = 0,780$$

On peut donc prendre, pour le *Lapérouse* (conditions des essais),

$$\varphi = 0,118 \quad \text{et} \quad \zeta = 0,780, \quad \text{soit} \quad \zeta^{\frac{1}{3}} = 0,9205.$$

Cette dernière valeur conduit à supposer $f_1 = 0,85$ et $\xi = 0,917$, ce qui est probable.

L'exemple du *Lapérouse* vient donc encore à l'appui des conclusions précédentes.

Il pourrait subsister, il est vrai, quelque incertitude sur la valeur de φ ; cependant, cette valeur paraîtra vraisemblable si l'on remarque qu'elle se rapproche beaucoup de celle adoptée pour le *Bayard*, dont la longueur est sensiblement la même que celle du *Lapérouse*, et qu'elle doit lui être effectivement un peu supérieure, étant donnée la différence entre les contours moyens transversaux mouillés; ce contour, défini par le rapport $\frac{\Sigma + \sigma + \sigma_1}{L}$, est de 14,5 pour le *Lapérouse* et de 23,0 pour le *Bayard*.

Voltigeur (Aviso en bois). — Les essais du *Voltigeur* ont donné les résultats suivants :

$$\nu = 5,83, \quad F = 735; \quad \text{d'où} \quad \frac{f}{f_1} F = 709;$$

$$\nu = 6,421, \quad F = 999; \quad \text{d'où} \quad \frac{f}{f_1} F = 999.$$

La carène étant doublée en cuivre, et la longueur du navire n'étant que 61^m, on a admis $\varphi = 0,125$, ce qui paraît probable. Par suite,

$$\mu_2 = 77,5, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 85,21 \quad \text{et} \quad E = 60,3.$$

Le calcul donne ensuite :

$$\text{Pour } \nu = 5,83 \quad \mu_3 = 33,03 \quad \mu_4 = +2,79 \quad \frac{u}{\nu} = 0,1404 \quad I = 2,905$$

$$\text{Pour } \nu = 6,421 \quad \mu_3 = 46,26 \quad \mu_4 = -4,02 \quad \frac{u}{\nu} = 0,1466 \quad I = 3,058$$

On en conclut :

$$\begin{array}{lcl} \text{Pour } \nu = 5,83 & \zeta = 0,557 & \\ \text{Pour } \nu = 6,421 & \zeta = 0,556 & \end{array} \quad \text{En moyenne...} \quad \zeta = 0,556 \quad \text{et} \quad \zeta^{\frac{1}{3}} = 0,822$$

Ce résultat diffère très notablement de ceux trouvés jusqu'ici et demande des éclaircissements particuliers.

Si l'on considère que le *Voltigeur* est à peu près semblable au *Lapérouse* (le rapport de similitude $\lambda = 0,7287$ ramène ces deux navires au même volume de carène), il n'est pas rationnel de supposer que les formules proposées s'appliquent bien au *Lapérouse* et mal au *Voltigeur*. S'il en était ainsi, on ne s'expliquerait pas que ces mêmes formules s'appliquent également bien, d'une part, au *Bayard* et à son modèle et également bien, d'autre part, au *Milan* et à son modèle, sachant, de plus, que le *Bayard* et le *Milan* sont deux navires très différents et qui, au point de vue de la finesse des formes, représentent deux types, pour ainsi dire, extrêmes comprenant entre eux le *Lapérouse* et le *Voltigeur*.

Il faut chercher ailleurs la raison de l'anomalie constatée.

Elle ne peut provenir en totalité d'une erreur sur la valeur de φ , car il est aisé de voir que, pour la faire disparaître, il faudrait attribuer à φ une valeur élevée, voisine de 0,180. En effet, on aurait alors, pour le *Voltigeur*,

$$\mu_2 = 111,6, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 119,31 \quad \text{et} \quad E = 61,0,$$

ce qui, pour $v = 6,421$, conduirait à $\frac{u}{v} = 0,1813$, $1 + \eta = 0,149$, $I = 3,012$ et, par suite, à $\zeta = 0,718$; cette valeur de ζ serait alors acceptable: car, étant donnés la petitesse de la machine et son système, on peut admettre $f_1 = 0,79$; d'où $\xi = 0,909$. Mais cette valeur de $\varphi = 0,180$ serait la même que celle qui a été constatée pour le doublage en cuivre du *Greyhound* qui était détérioré par le temps; elle est donc inadmissible.

En résumé, il faut admettre que ζ est réellement faible sur le *Voltigeur*, et la cause doit en être attribuée à la présence d'un étambot arrière, relativement épais, tandis que le *Lapérouse* possède un gouvernail compensé à formes affinées, sans étambot arrière. La présence de cet étambot et l'exiguïté relative de la cage d'hélice peuvent et doivent être une cause de remous et de perte de travail exceptionnels; on sait, en effet, que sur les navires de ce genre on ressent sous l'action du propulseur des chocs et des trépidations assez considérables. On peut évaluer de la manière suivante l'importance de la perte de travail provenant de cette cause. Admettant $f_1 = 0,79$, et considérant le cas pour lequel $v = 6,421$ et $F = 999$, on a, pour le travail transmis à l'arbre, $f_1 F = 789^{\text{chx}}$. D'autre part, le travail en chevaux dépensé par l'hélice, abstraction faite des causes perturbatrices, devrait être égal à

$$\frac{1}{\xi} \times \frac{\mu(1+\eta)\left(1 + \frac{u}{2v}\right)}{75} v^3,$$

soit, dans le cas considéré, à $\frac{1}{\xi} \times 555$; admettant que ξ ne soit égal qu'à environ 0,88, ce qui est possible, on trouve que ce travail est au plus égal à $\frac{555}{0,88} = 631^{\text{chx}}$. La perte de travail est donc de $789 - 631 = 158^{\text{chx}}$, soit 20 pour 100 du travail transmis à l'arbre.

Il est évident que l'on serait conduit à une évaluation moins élevée de cette perte, si l'on admet pour φ une valeur supérieure à 0,125, ou si l'on admet pour f_1 une valeur inférieure à 0,79, et, *a fortiori*, si l'on accepte à la fois ces deux hypothèses; mais, en tous cas, cette perte existe réellement et est loin d'être négligeable.

La valeur apparente de ξ , en admettant $f_1 = 0,79$, n'est que de 0,704 dans le cas du *Voltigeur*.

Dumont-d'Urville (aviso en bois). — Ce navire diffère peu du *Voltigeur*

Ses essais ont donné les résultats suivants :

$$\nu = 5,967, \quad F = 745 \quad \text{d'où} \quad \frac{f}{f_1} F = 718,$$

$$\nu = 6,689, \quad F = 1067 \quad \text{d'où} \quad \frac{f}{f_1} F = 1067.$$

Admettant $\varphi = 0,125$, comme pour le *Voltigeur*, on a

$$\mu_2 = 79,9, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 87,54 \quad \text{et} \quad E = 62,34.$$

Le calcul donne ensuite :

$$\text{Pour } \nu = 5,967 \dots \quad \mu_3 = 36,11 \quad \mu_4 = +2,91 \quad \frac{u}{\nu} = 0,1270 \quad I = 2,806$$

$$\text{Pour } \nu = 6,689 \dots \quad \mu_3 = 53,94 \quad \mu_4 = -6,66 \quad \frac{u}{\nu} = 0,1343 \quad I = 2,951$$

On en conclut

$$\left. \begin{array}{l} \text{Pour } \nu = 5,967 \dots \quad \zeta = 0,601 \\ \text{Pour } \nu = 6,689 \dots \quad \zeta = 0,609 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{en moyenne } \zeta = 0,605 \\ \text{et } \zeta^{\frac{1}{3}} = 0,846. \end{array}$$

La valeur de ζ est faible, quoique cependant un peu plus élevée que sur le *Voltigeur*.

Ce résultat vient donc confirmer ce qui a été dit précédemment au sujet du *Voltigeur*. La perte de travail peut être évaluée de la manière suivante. Admettant $f_1 = 0,79$, et considérant le cas pour lequel

$$\nu = 6,689 \quad \text{et} \quad F = 1067,$$

on a, pour le travail transmis à l'arbre, $f_1 F = 843^{\text{chx}}$. D'autre part, le travail en chevaux, dépensé par l'hélice, abstraction faite des causes perturbatrices, devrait être égal à

$$\frac{1}{\xi} \times \frac{\mu(1+\eta)\left(1 + \frac{u}{2\nu}\right)}{75} \times \nu^3,$$

soit, dans le cas considéré, à $\frac{1}{\xi} \times 650$; admettant que ξ ne soit égal qu'à environ 0,88, on trouve que ce travail est au plus égal à $\frac{650}{0,88} = 738^{\text{chx}}$. La perte de travail est donc de $843 - 738 = 105^{\text{chx}}$, soit environ 12 pour 100 du travail transmis à l'arbre.

Ce résultat indique, ou bien que la cage d'hélice du *Dumont-d'Urville* présente des conditions moins défavorables que celle du *Voltigeur*, ou bien que la valeur de φ était, en réalité, un peu plus élevée pour le *Voltigeur* qu'on ne l'a supposé, ce qui est très possible.

Greyhound (avis en bois). *Essais en route libre*. — Il est intéressant de

revenir sur le cas du *Greyhound*, dont la résistance de carène, sans hélice, a été déterminée directement par W. Froude. Ce navire possédait un étambot arrière et une hélice à deux ailes pouvant être remontée dans un puits. L'étambot arrière présentait donc des conditions encore plus défavorables que celui du *Voltigeur* au point de vue du fonctionnement de l'hélice.

On peut évaluer, avec une approximation très suffisante, le diamètre de l'hélice du *Greyhound* à 3^m,35. Quant à la valeur φ , le navire étant neuf, il est difficile de supposer qu'elle ait été supérieure à 0,135; on a vu qu'elle avait atteint 0,187 lors des expériences de remorque exécutées cinq ans plus tard.

Les essais ont eu lieu en juillet 1865, et ont été faits au même tirant d'eau que celui adopté par W. Froude (déplacement et assiette normaux); ils ont donné les résultats suivants :

$$v = 5^m,17, \quad F = 786, \quad \text{d'où} \quad \frac{f}{f_1} F = 786.$$

Admettant $\varphi = 0,135$, on a par suite

$$\mu_2 = 90,7, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 106,6, \quad \text{et} \quad E = 95,8.$$

Le calcul donne

$$\mu_2 = 46,2, \quad \mu_1 = -1,1, \quad \frac{u}{\varphi} = 0,1736, \quad I = 4,228.$$

On en conclut

$$\zeta = 0,478 \quad \text{et} \quad \zeta^{\frac{1}{3}} = 0,782.$$

Pour évaluer la perte de travail due à la présence de la cage d'hélice, on peut admettre que f_1 n'atteignait que 0,77; on avait donc pour le travail transmis à l'arbre

$$f_1 F = 605^{\text{chx}}.$$

D'autre part, le travail en chevaux dépensé par l'hélice, abstraction faite des causes perturbatrices, devrait être égal à

$$\frac{1}{\zeta} \frac{\mu(1+n) \left(1 + \frac{n}{2\varphi}\right)}{7^5} v^3 = \frac{376}{\zeta};$$

admettant que ζ ne soit pas supérieur à 0,82, on trouve que ce travail est au plus égal à

$$\frac{376}{0,82} = 458^{\text{chx}}.$$

La perte de travail est donc de $605 - 458 = 147^{\text{chx}}$, soit environ 25 pour 100 du travail transmis à l'arbre.

Comme on devait s'y attendre, le coefficient de perte de travail (25 pour 100) est encore plus élevé que dans le cas du *Voltigeur*, où il avait été déjà évalué certainement par excès. Il est plus que double de celui trouvé dans le cas du *Dumont-d'Urville*.

On remarquera que, si le rendement ξ propre à l'hélice est supposé égal à 0,85, son rendement *effectif*, dans le cas considéré, est seulement égal à

$$\frac{0,82}{1 + \frac{u}{2v}} = 0,754.$$

De l'ensemble de cette analyse, il paraît nettement résulter que certaines dispositions de cage d'hélice ont une influence marquée et défavorable sur ce rendement apparent du propulseur, et que les anomalies constatées alors pour les valeurs de ζ n'infirmant pas l'exactitude des formules proposées.

Les exemples analysés précédemment s'appliquent presque tous à des navires doublés en cuivre pour lesquels l'appréciation de la valeur de φ est assez délicate. Pour des carènes recouvertes d'une peinture vernissée, la détermination de φ peut au contraire se faire avec une assez grande précision, en se guidant d'après les indications du n° 10 (première Partie). Si donc l'on considère des navires ayant tous leur carène peinte de cette manière et de plus possédant des machines de type similaire (à pilon) et des hélices également bien tracées, on doit s'attendre à trouver des valeurs de ζ très concordantes entre elles; c'est ce que confirme la série des exemples suivants :

	<i>Yang-Tsé,</i> paquebot en fer, 1 hélice.	<i>Océanien,</i> paquebot en fer, 1 hélice.	<i>La Plata,</i> paquebot en acier, 1 hélice.	<i>Portugal,</i> paquebot en acier, 1 hélice.	<i>La Seyne,</i> paquebot en fer, 1 hélice.
$v =$	7,761	7,84	8,53	8,385	7,78
$\frac{f}{f_1} F = F =$	2998	3325	5225	5119	2200
$\varphi =$	0,1164	0,1163	0,116	0,116	0,1168
$\mu_2 =$	225,1	244,5	300,2	285,8	159,40
$\mu_0 + \mu_1 + \mu_2 =$	232,0	251,7	308,2	294,0	165,3
$\mu_3 =$	71,42	76,60	110,54	110,26	66,57
$\mu_4 =$	-2,11	-4,10	-1,00	0,00	-3,43
$\frac{\mu}{75} =$	4,017	4,323	5,570	5,391	3,032
$E =$	115,6	115,2	160,8	164,9	104,6
$\frac{n}{v} =$	0,1437	0,1533	0,1487	0,1449	0,1207
$I =$	5,356	5,742	6,965	7,189	3,946
$\zeta =$	0,750	0,753	0,800	0,750	0,768
$\zeta^{\frac{1}{3}} =$	0,9086	0,9097	0,9283	0,9086	0,9158

	<i>Haiphong,</i> paquebot en acier, 1 hélice.	<i>Ortégal,</i> cargo-boat en acier, 1 hélice.	<i>Gascogne,</i> paquebot en fer, 1 hélice.	<i>Navarre,</i> paquebot en acier, 2 hélices	
$v =$	7,09	6,877	9,72	9,15	9,23
$\frac{f}{f_1} F = F =$	1320	2110	9468	6612	6789
$\varphi =$	0,117	0,117	0,116	0,116	0,116
$\mu_2 =$	123,7	189,9	346,9	316,45	316,45
$\mu_0 + \mu_1 + \mu_2 =$	128,2	199,4	356,2	326,35	326,35
$\mu_3 =$	49,97	91,58	152,75	119,31	123,01
$\mu_4 =$	+2,20	-5,54	-2,75	+8,17	+6,40
$\frac{\mu}{75} =$	2,405	3,806	6,749	6,051	6,078
$E =$	78,3	129,4	211,0	69,1	69,1
$\frac{u}{v} =$	0,1239	0,1513	0,1242	0,1206	0,1210
$I =$	3,133	5,262	8,747	7,552	7,552
$\zeta =$	0,768	0,723	0,772	0,801	0,805
$\zeta^{\frac{1}{2}} =$	0,9158	0,8976	0,9174	0,9287	0,9302

En moyenne, $\zeta = 0,775$, soit $\zeta^{\frac{1}{2}} = 0,9185$. On retrouve ici des valeurs de ζ à peu près identiques à celles précédemment constatées sur le *Bayard* et l'*Océan*. Le seul navire qui, dans cette série, présente un écart un peu notable, est l'*Ortégal*; mais il faut remarquer que, lors de ses essais, son hélice était à fleur d'eau, ce qui légitime une certaine diminution dans la valeur de ξ et, par suite, dans celle de ζ , qui n'atteint, en effet, que 0,723. Les autres écarts rentrent dans les limites habituelles des erreurs de relevé de la puissance.

Sur tous ceux de ces navires qui n'ont qu'une hélice, l'étambot est en fer, par suite peu épais et convenablement affiné; les cages d'hélice sont bien dégagées. Aussi ne retrouve-t-on pas des anomalies du genre de celles signalées sur les petits navires en bois.

Je compléterai cette analyse justificative par quelques exemples intéressants.

Armand-Béhic (paquebot en acier). — Ce paquebot est analogue à ceux de la série précédente; mais sa carène était peinte au vert de Schweinfurth. Conformément aux indications du n° 10 (première Partie), il faut donc prendre, dans ce cas, $\varphi = 0,1276$, au lieu de 0,116 qui conviendrait si la peinture était vernissée.

Par suite, on a

$$\mu_2 = 353,1, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 361,7, \quad E = 167,8.$$

Les essais ont donné

$$\nu = 9,069 \quad \text{et} \quad F = \frac{f}{f_1} F = 7467;$$

d'où l'on conclut

$$\mu_3 = 119,63, \quad \mu_4 = +9,57, \quad \frac{\mu}{75} = 6,542, \quad \frac{u}{\nu} = 0,1502, \quad l = 8,393,$$

ce qui conduit à $\zeta = 0,780$ et $\zeta^{\frac{1}{3}} = 0,9205$, résultat concordant.

Héroïne (cuirassé en fer). — La carène était peinte au *minium*. Or, dans ce cas, d'après les indications du n° 10 (première Partie), il convient de prendre $\varphi = 0,175$.

Par suite, on a

$$\mu_2 = 321,1, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 349,1 \quad \text{et} \quad E = 307,7.$$

Les essais ont donné

$$\nu = 6,463 \quad \text{et} \quad F = \frac{f}{f_1} F = 3033;$$

d'où l'on conclut

$$\mu_3 = 128,5, \quad \mu_4 = +2,8, \quad \frac{\mu}{75} = 6,405, \quad \frac{u}{\nu} = 0,1680, \quad l = 8,426,$$

ce qui conduit à $\zeta = 0,760$ et $\zeta^{\frac{1}{3}} = 0,9126$.

Ce résultat, qui concorde bien, est également d'accord avec la valeur généralement acceptée pour φ dans le cas de la peinture au minium.

Friedland (cuirassé en fer). — La carène était peinte au minium, comme celle de l'*Héroïne*. Adoptant, par suite, $\varphi = 0,175$, on a

$$\mu_2 = 421,92, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 453,48 \quad \text{et} \quad E = 312,8.$$

Les essais ont donné

$$\nu = 6,841 \quad \text{et} \quad F = \frac{f}{f_1} F = 4428$$

d'où l'on conclut

$$\mu_3 = 158,0, \quad \mu_4 = -9,24, \quad \frac{\mu}{75} = 8,030, \quad \frac{u}{\nu} = 0,2017, \quad l = 10,207,$$

ce qui conduit à $\zeta = 0,787$ et $\zeta^{\frac{1}{3}} = 0,9232$, résultat qui confirme le précédent.

Colbert (cuirassé en bois). — Ce navire ressemble de près au *Friedland*; mais la carène est en bois, avec doublage en cuivre. Par analogie avec les

carènes de même nature étudiées précédemment, on peut admettre $\varphi = 0,112$.

Par suite, on a

$$\mu_2 = 272,2, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 300,3 \quad \text{et} \quad E = 289,4.$$

Les essais ont donné

$$\begin{array}{lll} \nu = 6,142, & F = 2260, & \frac{f}{f_1} F = 2140, \\ \nu = 6,995, & F = 3560, & \frac{f}{f_1} F = 3503, \\ \nu = 7,440, & F = 4565, & \frac{f}{f_1} F = 4565. \end{array}$$

Le calcul donne ensuite

$$\begin{array}{llllll} \text{Pour } \nu = 6,142 & \mu_2 = 104,52 & \mu_4 = + 2,40 & \frac{\mu}{75} = 5,429 & \frac{u}{\nu} = 0,1430 & l = 7,105 \\ \text{Pour } \nu = 6,995 & \mu_2 = 162,59 & \mu_4 = - 6,83 & \frac{\mu}{75} = 6,081 & \frac{u}{\nu} = 0,1575 & l = 7,830 \\ \text{Pour } \nu = 7,440 & \mu_2 = 201,46 & \mu_4 = + 16,62 & \frac{\mu}{75} = 6,912 & \frac{u}{\nu} = 0,1755 & l = 8,422 \end{array}$$

ce qui conduit

$$\left. \begin{array}{lll} \text{Pour } \nu = 6,142 & \text{à} & \zeta = 0,764 \\ \text{Pour } \nu = 6,995 & \text{à} & \zeta = 0,777 \\ \text{Pour } \nu = 7,440 & \text{à} & \zeta = 0,821 \end{array} \right\} \text{en moyenne } \zeta = 0,787 \text{ et } \zeta^{\frac{1}{2}} = 0,9232.$$

On retrouve en moyenne la même valeur de ζ que pour le *Friedland*, ce qui indiquerait que le rapport des résistances unitaires de frottement de deux carènes propres, l'une doublée en cuivre, l'autre en fer, peinte au minium, est de 0,64.

Amiral-Duperré (cuirassé en fer). — La carène était peinte au vert de Schweinfurth. Conformément aux indications du n° 10 (première Partie), on doit prendre dans ce cas $\varphi = 0,1284$; par suite, on a

$$\mu_1 = 352,1, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 414,4 \quad \text{et} \quad E = 212,3.$$

Les essais ont donné

$$\begin{array}{lll} \nu = 7,080, & F = 5938, & \frac{f}{f_1} F = 5873, \\ \nu = 7,343, & F = 6893, & \frac{f}{f_1} F = 6893, \\ \nu = 7,309, & F = 7126, & \frac{f}{f_1} F = 7126. \end{array}$$

Le calcul donne ensuite

Pour $\nu = 7,080$	$\mu_3 = 280,7$	$\mu_4 = - 2,1$	$\frac{\mu}{75} = 9,240$	$\frac{u}{\nu} = 0,1530$	$I = 12,785$
Pour $\nu = 7,343$	$\mu_3 = 319,3$	$\mu_4 = + 22,66$	$\frac{\mu}{75} = 10,085$	$\frac{u}{\nu} = 0,1651$	$I = 13,400$
Pour $\nu = 7,369$	$\mu_3 = 323,8$	$\mu_4 = + 24,54$	$\frac{\mu}{75} = 10,170$	$\frac{u}{\nu} = 0,1662$	$I = 13,704$

ce qui conduit

$$\left. \begin{array}{lll} \text{Pour } \nu = 7,084 & \text{à} & \zeta = 0,723 \\ \text{Pour } \nu = 7,343 & \text{à} & \zeta = 0,753 \\ \text{Pour } \nu = 7,369 & \text{à} & \zeta = 0,742 \end{array} \right\} \text{ en moyenne } \zeta = 0,740 \text{ et } \zeta^{\frac{1}{2}} = 0,9045.$$

Ce résultat concorde bien, tout en indiquant que φ était peut-être dans ce cas légèrement supérieur à 0.1284.

Taureau (cuirassé en bois). — La carène est doublée en cuivre; par analogie avec les carènes de même nature, on peut admettre $\varphi = 0,125$, et l'on a alors

$$\mu_2 = 146,6, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 167,2 \quad \text{et} \quad E = 88,0.$$

Les essais ont donné

$$\nu = 6,47 \quad \text{et} \quad F = \frac{f}{f_1} F = 1790,$$

d'où l'on conclut

$$\mu_3 = 149,33, \quad \mu_4 = - 12,32, \quad \frac{\mu}{75} = 4,056, \quad \frac{u}{\nu} = 0,1317, \quad I = 5,330,$$

ce qui conduit à

$$\zeta = 0,761 \quad \text{et} \quad \zeta^{\frac{1}{2}} = 0,9130,$$

résultat concordant.

Tempête (cuirassé en acier). — La carène était peinte au vert de Schweinfurth. Conformément aux indications du n° 10 (première Partie), on doit prendre $\varphi = 0,129$; par suite, on a

$$\mu_2 = 205,50, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 240,0 \quad \text{et} \quad E = 181,8.$$

Les essais ont donné

$$\nu = 6,006 \quad \text{et} \quad F = \frac{f}{f_1} F = 2131,$$

d'où l'on conclut

$$\mu_3 = 155,87, \quad \mu_4 = - 9,50, \quad \frac{\mu}{75} = 5,152, \quad \frac{u}{\nu} = 0,2211, \quad I = 7,158,$$

ce qui conduit à

$$\zeta = 0,720 \quad \text{et} \quad \zeta^{\frac{1}{2}} = 0,8963.$$

La valeur de ζ est un peu faible; cela peut tenir à ce que, par suite de la forme en voûte de l'arrière, la quantité Σ calculée est inférieure à la réalité; cela peut tenir aussi à ce que l'hélice a une utilisation propre un peu faible, le pas étant notablement plus petit que ce diamètre, et aussi enfin au type de machines qui comporte une valeur un peu faible de f_1 . Ces remarques tendent à justifier la valeur trouvée pour ζ .

Fulminant (cuirassé en acier). — La carène était peinte au vert de Schweinfurth. On doit avoir comme pour la *Tempête* $\varphi = 0,129$; par suite, on a

$$\mu_2 = 220,0, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 258,6 \quad \text{et} \quad E = 311,4.$$

Les essais ont donné

$$v = 7,141 \quad \text{et} \quad F = \frac{f}{f_1} F = 4463;$$

d'où l'on conclut

$$\mu_3 = 271,36, \quad \mu_4 = -14,38, \quad \frac{\mu}{\gamma^5} = 6,874, \quad \frac{u}{v} = 0,1819, \quad I = 9,007,$$

ce qui conduit à

$$\zeta = 0,763, \quad \text{et} \quad \zeta^{\frac{1}{3}} = 0,9138,$$

résultat concordant.

Dupetit-Thouars (croiseur en bois). — La carène était doublée en cuivre; on peut prendre, par analogie avec les carènes de même nature, $\varphi = 0,120$, et l'on a alors

$$\mu_2 = 127,6, \quad \mu_0 + \mu_1 + \mu_2 = 133,0 \quad \text{et} \quad E = 84,1.$$

Les essais ont donné

$$v = 7,75 \quad \text{et} \quad F = \frac{f}{f_1} F = 2028;$$

d'où l'on conclut

$$\mu_3 = 76,78, \quad \mu_4 = -4,64, \quad \frac{\mu}{\gamma^5} = 2,735, \quad \frac{u}{v} = 0,1381, \quad I = 3,637,$$

ce qui conduit à

$$\zeta = 0,752, \quad \text{et} \quad \zeta^{\frac{1}{3}} = 0,9094,$$

résultat concordant.

L'ensemble des constatations précédentes me paraît justifier l'emploi des formules proposées. Il importe toutefois, dans ce genre de vérification, de ne pas perdre de vue :

- 1° Que la valeur de φ est toujours un peu incertaine;
- 2° Que la valeur supposée pour f_1 peut causer des mécomptes si la machine n'est pas suffisamment bien montée avec des serrages bien réglés sans être exagérés;
- 3° Que la valeur de ξ ne peut qu'être estimée à peu près;

4° Que l'observation de F comporte des erreurs relatives qui atteignent souvent 5 pour 100.

En terminant, je rappellerai de nouveau que les formules proposées ne s'appliquent pas au delà de la vitesse pour laquelle $n = 1$, et qu'il convient même de ne pas compter sur leur exactitude pour des vitesses supérieures à celle qui correspond à $n = 1,25$, vitesse qui du reste est déjà relativement très élevée.

	GREYOUND (avisé en bois).	BAYARD Modèle au $\frac{1}{16}$.	BAYARD (citrassé en bois)
Propulseur.....	1 hélice	2 hélices	2 hélices
L.....	52,78	5,00 = $\left\{ \begin{array}{l} 4,936 \\ +0,064 \end{array} \right\}$	80,00 = $\left\{ \begin{array}{l} 78, \\ +2, \end{array} \right\}$
l.....	10,11	1,090	17,45
p.....	3,95	0,4225	6,76
B ¹	31,50	0,3879	99,30
W.....	1149	1,3847	5672
S.....	428	4,2773	1095
Tableau de quille.....	0,242	0,01875	0,30
Tirant d'eau ΔR	4,268	0,4875	7,80
Cadre d'hélice.....	en bois	"	"
Gouvernail.....	ordinaire, en bois	ordinaire, en bois	ordinaire, en bois
σ (quilles).....	24,00	0,1758	45,00
σ { gouvernail.....	8,00	0,1562 = $\left\{ \begin{array}{l} 0,0976 \\ 0,0586 \end{array} \right\}$	40 = $\left\{ \begin{array}{l} 25 \\ 15 \end{array} \right\}$
{ supports-arbres.....	8,00		
Nature surface carène.....	doublage en cuivre	feuilles d'étain	doublage en cuivre
Hélices { pas.....	?	0,3437	5,50
{ diamètre.....	3,35	0,2937	4,70
Puissance indiquée prévue pour appareil moteur.....	700 ^{chx}	"	1400 ^{chx}
<i>Donc</i>			
$\beta = \sqrt{\frac{B^1}{lp}}$	0,8882	0,9173	0,9173
$l\beta$	8,98	1,000	16,01
$p\beta$	3,508	0,3875	6,20
L_A	16,31	1,430	22,88
$\tan i = \frac{l\beta}{2L_A}$	0,2753	0,3499	0,3499
$\sin i$	0,2654	0,3302	0,3302
Σ	640	6,8906	1764
$\Sigma + \sigma + \sigma_1$	672	7,2236	1849
Δ_c	45,2	4,363	69,81
$\mu_c = 5B^1(2 - \cos i)(1 - \cos i)$	5,9	0,115	29,43
μ_1 (apprécié).....	10,0	0,0234	6,00
$\mu_2 = \left\{ \begin{array}{l} 0,484 v^2 \\ +0,0466 v^4 \end{array} \right.$		0,06421 v^2	1,0274 v^2
$2n - \frac{1}{3} = \frac{g\Delta_c}{\pi v^2}$	$\frac{141,1}{v^2}$	$\frac{13,62}{v^2}$	$\frac{217,95}{v^2}$
ω^2	8,814	0,06777	17,35
ω	2,969	0,2603	4,165
δ	1,60 (apprécié)	0,0387	0,62
$G = \frac{1026\omega^4}{2g}$	921,9	7,0890	1814,8
$\frac{1026\Omega^4}{2g}$	83,57	0,5577	142,8
$\frac{2}{3}\omega^2\left(\frac{2fR}{\omega}\right)^{\frac{1}{3}}$	8,35 φ	"	"
$\frac{2}{3}\omega^2\left(\frac{fR}{\omega}\right)^{\frac{1}{3}}$	"	0,0557 $\times \varphi$	14,26 $\times \varphi$
(1 + τ_1) (valeur moyenne approchée).....	1,238	1,183	1,183

MILAN (croiseur en acier).	MODÈLE OcéAN Comparatif au $\frac{1}{18}$. Étrave droite.	OcéAN (culrasé en bois).	LAPÉROUSE (croiseur en bois).	VOLTIGEUR (aviso en bois).	DUMONT- D'URVILLE (aviso en bois).
<i>principales.</i>					
2 hélices	»	1 hélice	1 hélice	1 hélice	1 hélice
93,05	2,45	88,23 = $\left\{ \begin{array}{l} 86,78 \\ + 1,45 \end{array} \right.$	82,36	61,23	61,25
10,00	0,483	17,40	11,40	8,71	8,78
3,61	0,218	7,85	4,51	3,215	3,10
26,90	0,0934	121,10	39,50	20,34	19,60
1583	0,15822	7382	2149	832	802
657	0,934	1210	668	389	395
0,30	0,0124	0,45	0,60	0,240	0,48
4,86	0,2472	8,90	5,80	3,99	4,26
»	pas d'étambot	pas d'étambot	pas d'étambot	en bois	en bois
ordinaire en fer	compensé en bois	compensé en bois	compensé en bois	ordinaire en bois	ordinaire en bois
55,0	0,0595	74,5	98,0	29,0	58,0
32 = $\left\{ \begin{array}{l} 20 \\ 12 \end{array} \right.$	0,022 = $\left\{ \begin{array}{l} 0,022 \\ \text{»} \end{array} \right.$	28,5 = $\left\{ \begin{array}{l} 28,5 \\ \text{»} \end{array} \right.$	16,0 = $\left\{ \begin{array}{l} 16,0 \\ \text{»} \end{array} \right.$	8,0 = $\left\{ \begin{array}{l} 8,0 \\ \text{»} \end{array} \right.$	8,0 = $\left\{ \begin{array}{l} 8,0 \\ \text{»} \end{array} \right.$
peinture vert	feuilles d'étain	doublage	doublage	doublage	doublage
de Schweinfurth	»	en cuivre	en cuivre	en cuivre	en cuivre
3,90	»	8,65	6,20	4,115	4,10
3,60	»	6,10	4,40	3,225	3,50
4000 ^{cha}	»	3800 ^{cha}	2160 ^{cha}	900 ^{cha}	900 ^{cha}
<i>données principales.</i>					
0,8632	0,9419	0,9415	0,8765	0,8523	0,8511
8,632	0,4540	16,38	9,992	7,423	7,43
3,116	0,2053	7,391	3,953	2,740	2,64
34,99	0,756	27,27	28,16	20,33	20,33
0,1233	0,3008	0,3003	0,1774	0,1826	0,1827
0,1224	0,2880	0,2876	0,1747	0,1796	0,1797
972	1,6214	2101	1081	583	573
1059	1,7029	2204	1195	620	639
75,81	2,104	75,73	68,71	51,40	51,40
1,01	0,0207	26,7	3,07	1,71	1,64
5,00	0,0027	4,0	2,60	6,00	6,00
0,2133 ν^3	0,0256 ν^3	0,921 ν^3	0,3441 ν^3	0,2681 ν^3	0,2705 ν^3
+0,00958 ν^4	+0,05319 ν^4	+0,05365 ν^4	+0,0192 ν^4	+0,02071 ν^4	+0,0209 ν^4
$\frac{236,7}{\nu^2}$	$\frac{6,57}{\nu^2}$	$\frac{236,4}{\nu^2}$	$\frac{214,51}{\nu^2}$	$\frac{160,47}{\nu^2}$	$\frac{160,47}{\nu^2}$
10,18	»	29,22	15,21	8,32	9,62
3,191	»	5,406	3,90	2,885	3,101
0,48	»	0,92	0,66	0,72 (apprécié)	0,77 (apprécié)
1064,8	»	3056,4	1591	870,3	1006,2
33,94	»	297,1	94,45	52,34	54,22
»	»	28,94 $\times \varphi$	14,08 $\times \varphi$	7,76 $\times \varphi$	8,00 $\times \varphi$
7,81 $\times \varphi$	»	»	»	»	»
1,077	»	1,230	1,135	1,150	1,132

TABLEAU

	YANG-TSÉ (paquebot en fer).	Océanien (paquebot en fer).	LA PLATA (paquebot en acier)
<i>Données</i>			
Propulseur.....	1 hélice	1 hélice	1 hélice
L.....	120,30	126,15	141,0
l.....	12,06	12,66	14,03
p.....	4,81	4,94	5,49
B.....	50,10	53,38	62,7
W.....	4191	4722	6365
S.....	1135	1252	1544
Tableau de quille.....	0,25	0,25	0,25
Tirant d'eau $R \ell R$	5,80	5,86	6,41
Cadre d'hélice.....	en fer	en fer	en fer
Gouvernail.....	ordinaire en fer	ordinaire en fer	ordinaire en fer
σ (quilles).....	60,00	62	70
σ_1 { gouvernail.....	25,0 { 25,0	27,0 { 27,0	32,0 { 32,0
{ supports arbres.....	" "	" "	" "
Nature, surface carène.....	peinture vernissée	peinture vernissée	peinture vernissée
Hélices { pas.....	5,70	5,70	7,15
{ diamètre.....	5,00	5,00	5,80
Puissance indiquée prévue pour appareil moteur...	3000 ^{chx}	3300 ^{chx}	5400 ^{chx}
<i>Données déduites</i>			
$\beta = \sqrt{\frac{B^2}{l p}}$	0,9294	0,9238	0,9023
$l \beta$	11,208	11,695	12,659
$p \beta$	4,47	4,564	4,954
L_A	36,65	37,72	39,48
$\tan g i = \frac{l \beta}{2 L_A}$	0,1529	0,1550	0,1603
$\sin i$	0,1511	0,1532	0,1583
Σ	1849	2013	2486
$\Sigma + \sigma + \sigma_1$	1934	2102	2588
Δ_0	102,40	107,73	121,76
$\mu_0 = 5 B^2 (2 - \cos i) (1 - \cos i)$	2,93	3,21	4,00
μ_1 (apprécié).....	4,00	4,00	4,00
$\mu_2 = \left\{ \begin{array}{l} 0,331 \nu^2 \\ +0,01419 \nu^4 \end{array} \right.$		$0,3502 \nu^2$	$0,3901 \nu^2$
$2n - \frac{1}{3} = \frac{\mu \Delta_0}{\pi \nu^2}$	$\frac{319,7}{\nu^2}$	$\frac{336,3}{\nu^2}$	$\frac{380,1}{\nu^2}$
ω^2	19,63	19,63	26,42
ω	4,43	4,43	5,14
δ	0,75	0,75	0,87
$G = \frac{1026 \Omega^2}{2g}$	2053,0	2053,0	2763,5
$\frac{1026 \Omega^2}{2g}$	106,6	106,0	150,3
$\frac{2}{3} \omega^2 \left(\frac{2 \ell R}{\omega} \right)^{\frac{1}{3}} \varphi$	$18,04 \times \varphi$	$18,06 \times \varphi$	$24,14 \times =$
$\frac{2}{3} \omega^2 \left(\frac{\ell R}{\omega} \right)^{\frac{1}{3}} \varphi$	"	"	"
(1 + τ_1) (valeur moyenne approchée).....	1,117	1,116	1,123

H.

PORTUGAL (paquebot en acier).	LA SEYNE (paquebot en fer).	HAI-PHONG (paquebot en acier).	ORTÉGAL (cargo-boat en acier).	GASCOGNE (paquebot en fer).	NAVARE (paquebot en acier).
----------------------------------	--------------------------------	-----------------------------------	-----------------------------------	--------------------------------	--------------------------------

principales.

1 hélice 135,0 14,03 5,45 62,30 6028 1478 0,25 6,46 en fer	1 hélice 95,17 11,56 5,00 45,90 2742 799 0,25 5,92 en fer	1 hélice 85,0 10,06 3,78 34,70 1834 632 0,20 4,68 en fer	1 hélice 100,00 13,84 4,09 48,45 3463 1076 0,20 5,00 en fer	1 hélice 150,00 15,90 6,25 84,00 8360 1780 0,315 7,52 en fer	2 hélices 143,65 15,46 5,90 79,24 7342 1650 0,20 7,10 pas d'étambot arrière ordinaire en fer
ordinaire en fer 67 32,0 { 32,0 peinture vernissée 6,80 5,80 4800 ^{cha}	ordinaire en fer 46 15,0 { 15,0 peinture vernissée 5,20 4,80 2000 ^{cha}	ordinaire en fer 33 13,0 { 13,0 peinture vernissée 5,50 4,20 1350 ^{cha}	ordinaire en fer 39 22 { 22,0 peinture vernissée 5,20 4,80 2000 ^{cha}	ordinaire en fer 90 14,0 { 14,0 peinture vernissée 10,08 7,00 9000 ^{cha}	ordinaire en fer 56 37 { 22 15 peinture vernissée 6,60 4,70 6600 ^{cha}

des données principales.

0,9027 12,660 4,92 38,24 0,1655 0,1633 2365 2464 116,40 4,21 4,00 0,4033 ^{u²} +0,01657 ^{u¹} <u>363,4</u> ^{u¹} 26,42 5,14 0,87 2763,5 154,4 24,14 × φ " 1,1266	0,8910 10,30 4,155 35,30 0,1450 0,1434 1304 1365 77,79 2,43 3,50 0,2989 ^{u²} +0,01323 ^{u¹} <u>242,9</u> ^{u²} 18,10 4,254 0,72 1892,8 97,33 17,12 × φ " 1,117	0,9550 9,607 3,610 31,70 0,1515 0,1496 1011 1057 69,51 2,00 2,50 0,2847 ^{u²} +0,01411 ^{u¹} <u>217,0</u> ^{u²} 13,85 3,722 0,63 1448,5 72,8 12,56 × φ " 1,1133	0,9250 12,802 3,783 28,60 0,2239 0,2184 1562 1623 86,38 6,00 3,50 0,5385 ^{u²} +0,02957 ^{u¹} <u>269,7</u> ^{u²} 18,10 4,254 0,72 1892,8 121,4 16,24 × φ " 1,146	0,9195 14,62 5,747 50,55 0,1446 0,1431 2888 2992 125,25 4,35 5,00 0,4111 ^{u²} 0,01277 ^{u¹} <u>391,0</u> ^{u²} 38,48 6,203 1,06 4025 201,4 34,48 × φ " 1,1097	0,9321 14,41 5,50 51,0 0,14127 0,1399 2635 2728 118,65 3,90 6,00 0,3984 ^{u²} +0,01227 ^{u¹} <u>370,4</u> ^{u²} 17,35 4,165 0,62 1814,8 62,4 " 13,79 × φ 1,078
--	---	---	--	--	--

TABLEAU

	ARMAND-BÉHIC (paquebot en acier).	HÉROÏNE (citrassé en fer).	FRIEDLAND (citrassé en fer).
Propulseur.....			<i>Données</i>
L.....	1 hélice	1 hélice	1 hélice
l.....	148,50	80,00	95,48 93,66
p.....	15,27	17,13	17,68
B.....	5,66	7,54	7,80
W.....	68,4	107,2	120,50
S.....	6975	5754	8103
Tableau de quille.....	1691	1050	1330
Tirant d'eau A, l_R.....	0,28	0,32	0,20
Cadre d'hélice.....	6,95	8,31	8,90
Gouvernail.....	en fer	en fer	pas d'étambot
σ (quilles).....	ordinaire en fer	ordinaire en fer	arrière
σ₁ { gouvernail.....	82	51	compensé
σ₂ { supports arbres.....	40,0 40,0	28,0 28,0	à deux lames
Nature surface carène.....	peinture au vert	peinture minium	38,0
Hélices { pas.....	de Schweinfurth	minium	57,0 57,0
 { diamètre.....	7,20	8,65	peinture minium
Puissance indiquée prévue pour appareil moteur.....	6,20	6,10	7,193
	7000 ^{ch}	3600 ^{ch}	6,10
			4000 ^{ch}
Données déduites			
$\beta = \sqrt{\frac{B^2}{lp}}$	0,8896	0,9110	0,9348
lβ.....	13,584	15,60	16,57
pβ.....	5,035	6,87	7,291
L_A.....	46,54	26,32	27,49
tang i = $\frac{l\beta}{2L}$.....	0,1459	0,2963	0,3006
sin i.....	0,1444	0,2841	0,2879
Σ.....	2645	1756	2316
Σ + σ + σ₁.....	2767	1835	2411
Δ₀.....	125,72	67,90	82,87
μ₀ = 5 B² (2 - cos i) (1 - cos i).....	3,64	23,00	26,56
μ₁ (apprécié).....	5,00	5,00	5,00
μ₂.....	0,3852 μ ²	0,8806 μ ²	0,9197 μ ²
2π - $\frac{1}{3} = \frac{g \Delta_0}{\pi \mu^2}$.....	+0,0130 μ ²	+0,05256 μ ²	+0,0325 μ ²
	$\frac{392,5}{\mu^2}$	$\frac{212,0}{\mu^2}$	$\frac{258,7}{\mu^2}$
ω².....	30,19	29,22	29,22
ω.....	5,495	5,406	5,406
Ω.....	0,93	0,92	0,92
G = $\frac{1026 \omega^2}{g}$.....	3157,9	3056,4	3056,4
$\frac{1026 \Omega^2}{2g}$.....	154,2	292,98	292,88
$\frac{2}{3} \omega^2 \left(\frac{2 l_R}{\omega} \right)^{\frac{1}{3}} \varphi$.....	27,43 × φ	26,72 × φ	29,0 × φ
$\frac{2}{3} \omega^2 \left(\frac{l_R}{\omega} \right)^{\frac{1}{3}} \varphi$.....	n		
(1 + τ₁) (valeur moyenne approchée).....	1,1095	1,230	1,231

II.

COLBERT (cuivré en bois).	AMIRAL DUPERRÉ (cuivré en acier).	TAUREAU (bêlier en bois).	TEMPÊTE (cuivré en fer).	FULMINANT (cuivré en fer).	DUPETIT-THOUARS (crouleur en bois)
<i>principales.</i>					
1 hélice 97,60 { 96,02 +1,58 18,00 7,72 121,0 8243 1423 0,28 8,65 pas d'étambot arrière	2 hélices 96,64 { 94,36 +2,28 20,40 7,84 142,26 10252 1582 0,00 8,14 " "	2 hélices 61,52 { 59,92 +1,61 14,50 4,55 57,7 2380 677 0,40 5,38 " "	1 hélice 75,08 { 73,57 +1,51 17,61 5,325 86,74 4652 1051 0,00 5,325 pas d'étambot arrière	1 hélice 75,10 { 73,60 +1,50 17,60 6,45 102,80 5454 1050 0,00 6,72 pas d'étambot arrière	1 hélice 78,92 10,89 4,235 38,65 1842 617 0,50 5,61 pas d'étambot arrière
compensé en bois 53,0 39,0 { 39,0 " " doublage en cuivre 7,15 6,13 4500 ^{cha}	ordinaire en fer 0,00 108 { 38 70 peinture au vert de Schweinfurth 6,40 5,36 7000 ^{cha}	ordinaire en bois 48,0 28,0 { 16,0 12,0 doublage en cuivre 5,40 3,80 1900 ^{cha}	compensé en fer 0,00 26,0 { 26,0 " " peinture au vert de Schweinfurth 4,00 4,60 1750 ^{cha}	compensé en fer 0,00 30,0 { 30,0 " " peinture au vert de Schweinfurth 6,155 6,015 3500 ^{cha}	compensé en bois 78,0 19,3 { 19,3 " " doublage en cuivre 4,96 4,22 1800 ^{cha}

des données principales.

0,9330 16,80 7,203 29,48 0,2850 0,2741 2338 2430 83,97 24,07 4,00 0,9122 v ² +0,04927 v ⁴ 262,1 v ² 29,51 5,432 0,92 3086 277,8 29,45 × φ " 1,212	0,9432 19,241 7,395 24,58 0,3915 0,3646 2634 2742 85,98 52,28 10,0 1,3322 v ² +0,08513 v ⁴ 268,4 v ² 22,564 4,75 0,71 2360,2 202,6 " 17,91 1,202	0,9352 13,56 4,255 20,27 0,3345 0,3172 1097 1173 52,41 15,6 5,0 0,8407 v ² +0,06515 v ⁴ 163,6 v ² 11,34 3,368 0,50 1186 82,6 8,80 × φ 1,163	0,9620 16,93 5,12 21,45 0,3946 0,3672 1567 1593 65,81 32,44 2,00 1,1867 v ² +0,0869 v ⁴ 205,5 v ² 16,62 4,077 0,69 1738,5 174,47 15,50 × φ " 1,236	0,9516 16,75 6,14 22,05 0,3798 0,3551 1675 1705 63,47 35,60 3,00 1,149 v ² +0,08184 v ⁴ 204,4 v ² 28,42 5,331 0,91 2972,7 301,2 25,81 × φ " 1,248	0,9154 9,97 3,877 31,25 0,1595 0,1575 966 1063 63,69 2,44 3,00 0,3181 v ² +0,01599 v ⁴ 198,8 v ² 13,99 3,74 0,64 1463,4 77,3 12,92 × φ " 1,121
--	---	---	---	--	---

ÉTUDE
SUR
LA FATIGUE DES NAVIRES,

PAR M. LÉON VIVET,
Ancien élève de l'École Polytechnique,
Ingénieur civil des Constructions navales.

INTRODUCTION.

On admet généralement que l'effort le plus considérable auquel soient soumis les navires en mer est l'effort de flexion longitudinale, dû à l'inégale répartition des poids et des poussées dans le sens de la longueur.

On admet aussi que le maximum de cet effort est atteint, pour un navire donné, lorsque ce navire est placé en équilibre sur le sommet ou dans le creux d'une houle d'égale longueur et de pente donnée.

Quel que soit le degré d'exactitude de ces hypothèses et quelle que soit, par suite, la valeur, au point de vue absolu, des résultats numériques auxquels elles conduisent, les chiffres ainsi obtenus n'en ont pas moins une valeur relative précieuse; du moins, on n'a pas trouvé jusqu'ici de plus sûr terme de comparaison de la fatigue que subissent réellement les navires en haute mer.

L'examen des déformations et des avaries survenues dans les bâtiments de la marine marchande a souvent permis, en effet, de constater un accord assez remarquable entre les calculs basés sur cette méthode et les faits d'expérience pris dans leur ensemble. Ainsi, il paraît certain que les navires qui sont *dits* ne travailler qu'à 4^{ks} ou 5^{ks} par millimètre carré à la fibre la plus chargée, ne donnent aucun signe de fatigue; que des indices de faiblesse de plus en plus accentués se manifestent chez ceux qui sont désignés comme travaillant à 6^{ks}, 7^{ks}, 8^{ks}; que ceux enfin auxquels on assigne une charge de 10^{ks} à 11^{ks} accusent une fatigue excessive, se traduisant par des avaries sérieuses, surtout dans les hauts : déchirures des gouttières et des préceintes du pont supérieur, arrachement des rivets, etc.

Augmentation de la fatigue des navires avec les dimensions. — Or, l'application de cette méthode à l'étude d'un certain nombre de cas particuliers a depuis longtemps révélé ce fait que la charge des fibres extrêmes croissait avec les dimensions des bâtiments. Constatée dès 1874 par M. John, cette loi a été confirmée par la plupart des calculs entrepris depuis lors, et M. Normand la rappelait encore, ici même, il y a deux ans.

M. John avait trouvé que, sur les navires de l'époque, la charge augmentait avec le tonnage de la façon suivante :

6,2 ^{kg}	pour un navire de	300 ^{tx}
8,2	»	1000
12,7	»	3000

En examinant les résultats de calculs effectués au *Bureau Veritas* sur des navires plus modernes, j'ai reconnu que, malgré la diversité des types et des dimensions, la charge $R = \frac{M^v}{I}$ est sensiblement proportionnelle au carré de la longueur divisé par le creux, $\frac{L^2}{C}$.

On trouve, en effet, les résultats suivants :

Tonnage.	Longueur L.	Creux C.	Fatigue R.	$\frac{L^2}{CR}$
	^m	^m	^{kg}	
222	46,00	2,23	4,50	211
628	50,00	4,57	3,08	177
2036	102,50	8,00	6,35	206
3368	106,00	9,45	5,45	218
3447	115,00	9,50	6,17	225
5125	121,00	9,95	7,34	200
7087	150,00	12,00	10,21	183
7578	140,20	12,10	7,75	209
7661	140,20	11,70	7,75	213
8863	157,45	12,25	8,90	226

Aucun de ces navires n'est postérieur, comme construction, à 1890; cette restriction sera expliquée plus loin.

Il est facile de voir que les divergences présentées par ces valeurs du rapport $\frac{L^2}{CR}$ sont absolument *indépendantes du tonnage* : les valeurs maxima et minima se rencontrent, en effet, dans les plus grands de ces bâtiments aussi bien que dans les plus petits. Ces divergences peuvent être dues soit à l'espèce du navire et à la nature du chargement, soit à des particularités de construction; mais elles restent circonscrites dans les mêmes limites, quelles que soient les dimensions. On peut donc dire, en prenant ces chiffres dans leur ensemble : *les procédés de construction actuels sont tels qu'ils font subir aux navires un effort proportionnel à $\frac{L^2}{C}$.*

Il y a là, évidemment, un symptôme inquiétant ; car, les tendances modernes étant d'accroître à la fois les deux facteurs L et $\frac{L}{C}$ du produit (voir le Tableau ci-contre), on doit arriver promptement, en persistant dans la même voie, à dépasser la limite de rupture. Et, de fait, on y est arrivé.

Tableau des valeurs de L , $\frac{L}{C}$ et $\frac{L^2}{C}$ pour quelques navires modernes.

Noms.	L.	C.	$\frac{L}{C}$	$\frac{L^2}{C}$
	^m			
Douro.....	102,00	9,00	11,33	1155
Rio-Negro.....	106,00	9,60	11,04	1170
Paraguay.....	110,00	9,70	11,34	1247
Dupuy-de-Lôme..	115,00	9,72	11,83	1360
Alfonso XIII....	121,00	9,75	12,41	1502
Aller.....	133,60	11,30	11,82	1579
Augusta-Victoria.	140,20	11,88	11,80	1654
Armand-Béhic..	148,50	11,47	12,95	1923
La Champagne ..	150,00	11,95	12,59	1792
La Touraine.....	157,45	12,10	13,01	2048
Majestic.....	172,50	13,25	13,01	2285
Lucania.....	183,20	13,15	13,93	2552

En outre, même en deçà de la limite de rupture, cette loi indique l'existence d'un vice quelconque dans les errements suivis ; car il est bien évident que des principes de construction rationnels devraient avoir pour résultat de donner des bateaux dont l'effort ne dépendit pas de $\frac{L^2}{C}$, rapport qui peut varier dans des limites fort étendues, tandis que la résistance des matériaux est essentiellement bornée.

D'après le Tableau ci-dessus, la *fatigue*, proportionnelle à $\frac{L^2}{C}$, croît plus vite que les dimensions linéaires. Il est à remarquer que ce résultat coïncide fort exactement avec celui de M. John, car, si l'on se reporte aux chiffres donnés par ce dernier, on obtient, en divisant l'effort par la racine cubique du tonnage, des nombres en progression croissante :

$$6,2 : \sqrt[3]{300} = 0,784,$$

$$8,2 : \sqrt[3]{1000} = 0,820,$$

$$12,7 : \sqrt[3]{3000} = 0,882.$$

La persistance de cette loi depuis 1874 jusqu'à une époque récente, malgré l'accroissement continu des dimensions, témoigne de la confiance que les constructeurs ont longtemps placée dans une marge de sécurité mal connue.

Il était certain qu'un moment devait arriver où la limite de la résistance serait atteinte; mais on a pu se demander quel serait ce moment, jusqu'au jour où des accidents caractéristiques, survenus dans des navires qui travaillaient à 11^{ks} ou même à 10^{ks} ⁽¹⁾, ont prouvé clairement qu'il était dangereux de persévérer dans cette voie.

La limite de la charge pratiquement acceptable était dépassée; on eut recours à de sérieuses consolidations, au doublage des préceintes et des gouttières; et l'on jugea prudent désormais de se tenir sensiblement au-dessous de la limite indiquée, en adoptant pour les nouveaux navires de gros tonnage des échantillons renforcés.

C'est pour cette raison que je n'ai pas fait figurer, dans le Tableau de la page 115 donnant les valeurs de $\frac{L^2}{CR}$, de navires construits postérieurement à 1890. Pour de plus récents, la loi n'est plus vraie, la proportionnalité n'existe plus entre R et $\frac{L^2}{C}$; le coefficient, jusque-là voisin de 200, augmente sur les grands bâtiments, à cause du brusque renfort des échantillons. Mais la nécessité même de ces renforts et de ces consolidations après coup n'en montre que mieux combien le système suivi était défectueux, et combien il doit l'être encore, bien qu'on ait pu parer au danger immédiat.

Il résulte, en somme, de tout ce qui précède, que les bâtiments de la marine marchande fatiguent de la façon la plus inégale, et qu'en continuant à appliquer les mêmes principes de construction au fur et à mesure que les dimensions augmentaient, on a abouti à des efforts excessifs auxquels il a fallu remédier par de puissantes consolidations.

Cause de l'irrégularité de la fatigue. Détermination des échantillons. — Il serait sans doute intéressant d'étudier si une modification du système de construction usuel, dans le sens d'un retour au système longitudinal, n'aurait pas sa raison d'être et ses avantages, lorsque certaines dimensions sont excédées. Mais, quel que soit le système adopté, il est dominé par cet axiome, je dirais presque ce truisme, que, *dans toute construction, les pièces doivent être proportionnées aux efforts qu'elles sont appelées à supporter, et les échantillons choisis en conséquence*; or, nous venons de constater qu'il n'en est pas ainsi dans la construction des navires.

C'est, en effet, suivant des lois purement empiriques que se fait la plupart du temps la détermination des échantillons.

Dans certains chantiers de construction, l'on procède par comparaison du navire projeté avec des navires s'en rapprochant autant que possible, et ayant

(1) Les chiffres que nous donnons ne sont pas comparables, en valeur absolue, à ceux de M. John, à cause de certaines différences dans les méthodes usitées en France et en Angleterre pour le calcul du moment d'inertie des sections transversales du navire.

donné de bons résultats. On copie les anciens échantillons, ou bien on les modifie le plus judicieusement possible en tenant compte de la différence des conditions du problème. Mais si ce procédé, où le flair a autant de part que le raisonnement, est assez sûr pour empêcher de trop grands écarts, on ne peut pas dire qu'il constitue une méthode générale, ni bien précise. Il tend à subordonner les constructions nouvelles à une imitation trop étroite des anciennes. Il suppose ensuite que le constructeur est en possession d'un choix étendu de plans et de devis, permettant toujours de trouver le bateau-modèle à reproduire. Peu d'archives sont assez riches pour cela; d'où, bien souvent, la réédition perpétuelle d'un même type. Ce procédé ne se prête donc pas à l'étude des formes ou des proportions très variées que peuvent nécessiter, soit la diversité des conditions posées par l'armateur, soit les exigences progressives de vitesse et de tonnage, soit l'utilisation des progrès accomplis dans la métallurgie et dans la construction des machines et des chaudières.

On a bien toujours, il est vrai, la ressource d'effectuer tout au long les calculs de moments fléchissants, et de retoucher les échantillons selon les résultats trouvés. Mais, s'il y a là une vérification précieuse, qu'il ne faut jamais dédaigner, ce n'est après tout qu'une méthode *a posteriori*, une méthode de contrôle, opérant par tâtonnements successifs, et laissant du reste tout à recommencer, dès que l'on veut passer d'un navire à un autre.

C'est seulement dans les règlements des Sociétés de classification qu'apparaissent des graduations générales des échantillons de coque. Leurs tableaux, auxquels se conforment, en Angleterre, l'immense majorité, et en France, une notable fraction des bâtiments du commerce, constituent la tentative la plus sérieuse qui ait été faite pour déterminer méthodiquement les échantillons des principales pièces de la construction.

Mais cette détermination elle-même est encore bien empirique : les *bases* des Tableaux, c'est-à-dire les nombres dont la variation règle celle des échantillons, sont des fonctions des éléments principaux de la coque, qui n'ont pas de relation connue avec les efforts subis; par exemple, le volume du parallélépipède construit sur les trois dimensions, ou bien la surface latérale du cylindre circonscrit au demi-mâtresse-couple et ayant pour hauteur la longueur du navire, n'ont aucun rapport avec la flexion longitudinale, et pourtant ils servent à graduer les échantillons des pièces longitudinales.

Il convient de remarquer que, malgré cette anomalie, les échantillons fixés par les Sociétés de classification ne manquent pas d'une réelle valeur. Car les Tableaux sont complétés par une série de prescriptions additionnelles, très soigneusement combinées de manière à restreindre les écarts possibles de fatigue. Ce sont, en particulier, des augmentations ou des renforts pour proportions extrêmes, gradués d'après les valeurs que peuvent prendre le rapport de la longueur à la largeur, ou celui de la longueur au creux; or, ces rapports exercent incontestablement une sérieuse influence sur la fatigue,

en tant qu'affectant le moment fléchissant et le moment d'inertie des sections transversales. C'est encore la considération des cas limites, au delà desquels les règlements exigent des études spéciales et des calculs détaillés.

Grâce à ces dispositions, qui sont le fruit d'un travail minutieux de comparaison entre les plans les plus divers et les usages des meilleurs chantiers, travail incessamment contrôlé par l'expérience, par l'examen suivi des signes de fatigue et des avaries, etc., les inconvénients résultant du choix des nombres-bases sont beaucoup atténués. L'empirisme qui a présidé à leur formation est, en somme, enchaîné par des restrictions qui ne laissent prise, en pratique, à aucun danger sous le rapport de la solidité.

Cependant, il n'en est pas moins vrai que l'indépendance réciproque des échantillons et des bases laisse subsister, à travers le réseau des termes correctifs, un certain jeu, capable de produire les écarts de fatigue que je constatais plus haut. Elle laisse régner en outre une complète incertitude sur la résistance des constructions nouvelles qui, soit par leurs *formes*, soit par leurs *dimensions*, sortent un peu du cadre établi.

J'aurai l'occasion de revenir sur les types de *formes* nouvelles tels que les pétroliers, les whalebacks et les turret-decks, qui ont vu le jour dans ces dernières années. Pour m'en tenir à l'agrandissement pur et simple des *dimensions*, je ferai remarquer que le danger des efforts excessifs doit naître dès que l'on dépasse le point où s'arrêtent les Tables d'échantillons; car on ne peut pas répondre de ce que donnerait le prolongement d'une loi empirique de l'accroissement des échantillons au delà des limites *expérimentales*, seules valables pour une loi empirique. C'est sans aucun doute à ce prolongement irréflecti que l'on doit attribuer les avaries décisives, qui ont marqué le terme de la charge pratiquement admissible.

But de cette étude. — Sans aller jusqu'à prétendre que l'on puisse apporter dans la construction d'une coque la même rigueur que dans le calcul d'un pont, il est permis de croire qu'il serait possible, comme il est désirable, d'établir tout au moins un peu plus d'harmonie qu'il n'en existe entre les efforts et les échantillons.

Le but de ce travail est de chercher à établir une corrélation entre la résistance des coques de navires à la flexion longitudinale et les forces qui produisent cette flexion; autrement dit, de chercher à baser les Tableaux d'échantillons des pièces longitudinales sur le principe de la *limitation des efforts*. La charge des fibres extrêmes ayant pour expression

$$R = \frac{M}{\left(\frac{I}{\sigma}\right)},$$

j'étudierai successivement chacun des termes de ce quotient, pour tâcher de l'exprimer de la façon la plus exacte possible au moyen d'éléments *simples* de la coque.

Le moment de résistance $\frac{I}{v}$ étant fonction de l'épaisseur moyenne, celle-ci se déduira aisément de la formule, en attribuant, d'autre part, la valeur extrême jugée la plus convenable à ne pas dépasser.

Il importe de remarquer que, me plaçant dans les conditions auxquelles doivent satisfaire les règlements d'une Société de classification, le but que je me propose est moins l'exactitude rigoureuse que la généralité et la facilité d'emploi de la formule cherchée.

Aussi bien une exactitude rigoureuse n'a-t-elle pas de sens en pareille matière, étant données d'une part l'indétermination forcée de certains éléments du problème, tels que la répartition du chargement le long de la longueur, et d'autre part les hypothèses habituelles sur lesquelles est fondé le calcul, même le plus minutieux, des moments fléchissants et des moments d'inertie.

CHAPITRE I.

DU MOMENT FLÉCHISSANT.

Je supposerai, suivant l'habitude courante :

- 1° Que le navire est placé en équilibre, transversalement, sur le creux d'une houle de même longueur que lui ;
- 2° Que les pressions conservent les mêmes valeurs qu'en eau calme, ce qui entraîne la constance du déplacement ;
- 3° Que la direction de la poussée est verticale.

A ces hypothèses, j'en adjoindrai une autre, à savoir :

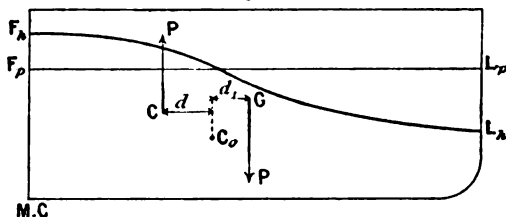
- 4° Que la coque est symétrique par rapport au plan du maître-couple.

Pour justifier cette dernière hypothèse, dont je donnerai du reste une vérification expérimentale, il suffira de remarquer qu'en pratique le centre de gravité et le centre de carène d'un navire sont toujours très près du milieu de la longueur, et que la courbe des moments fléchissants (au sommet ou dans le creux de la houle) a toujours aussi son maximum dans cette région. Comme, en outre, l'ordonnée de cette courbe ne varie que très lentement dans le voisinage du maximum, le moment de flexion au maître-couple a nécessairement une valeur très voisine de son maximum, de sorte qu'il n'y a pas d'erreur sensible à admettre que le maximum est situé au milieu de la longueur.

Cette considération simplifie beaucoup le problème, en permettant de ne s'occuper que d'une moitié de la coque. La moitié *N* est naturellement la plus simple, par la simplicité de ses formes, pour faire l'objet de cette étude.

Identité du problème de la fatigue et du problème de la stabilité. — Considérons donc une demi-carène (fig. 1) dont C_0 est le centre de poussée en flottaison plane $F_p L_p$, et G le centre de gravité des poids; soit d_1 la dis-

Fig. 1.



tance entre la verticale du point G et celle du point C_0 , distance comptée positivement ou négativement selon que G est en avant ou en arrière de C_0 .

Le poids de la demi-carène étant égal à $\frac{D}{2}$, que je désignerai par P, le moment fléchissant dans la section du maître-couple, considérée comme section d'encastrement, sera

$$\mathbf{M}_p = \mathbf{P} \mathbf{d}_1.$$

Ainsi, en flottaison plane, le moment fléchissant dépend uniquement des poids et de la position de leur centre de gravité relativement au centre de poussée.

Plaçons maintenant la demi-carène sur le sommet de la houle. La flottaison devient $F_h L_h$; le centre de poussée vient en C, à une distance d en arrière de la verticale de C_0 , et le moment fléchissant devient

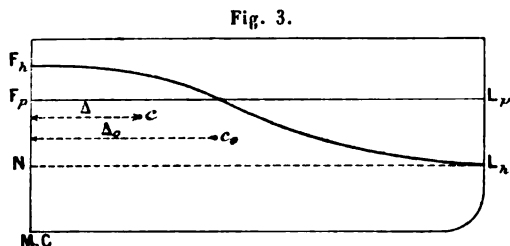
$$M_s = P(d_1 + d) = M_p + M_f.$$

Il se compose donc de deux termes : l'un n'est autre que le moment en flottaison plane, M_p ; le second, M_f , est dû uniquement au déplacement du centre de poussée sous l'influence de la houle.

Il est aisé de voir, d'après cela, qu'il y a analogie complète entre l'étude des moments fléchissants et celle de la stabilité. Ceci d'ailleurs était évident *a priori*, puisque les forces en jeu : poids appliqué au centre de gravité de la coque, et poussée appliquée au centre de figure de la carène en flottaison houleuse ou inclinée, qui constituent le couple produisant le moment fléchissant dans la maîtresse section, sont précisément celles qui constituent le couple de redressement en stabilité.

Si même on suppose que la surface $F_A L_A$ de la houle, au lieu d'être trochoidale, soit plane, il y aura identité entre les deux problèmes : il suffit de considérer, en effet, la demi-carène comme un flotteur isolé auquel on donnerait dans le plan longitudinal une inclinaison égale à la pente de la houle. La seule différence consiste en ce que, pour la stabilité, la direction des forces est normale à la flottaison inclinée, tandis qu'ici elle reste, par hypo-

Considérons (fig. 3) le plan horizontal NL_h tangent à la surface de la houle au point le plus bas de son profil. Le volume $F_h L_h N$ est par hypothèse égal au volume $F_p L_p L_h N$, soit ν ce volume, et soient c_0 et c les centres de gravité



des deux tranches isocarènes $F_p L_p L_h N$ et $F_h L_h N$ ou T_p et T_h . Le volume situé au-dessous du plan NL_h étant commun aux deux carènes, le moment M_f sera simplement égal au moment des deux tranches isocarènes soulevées au-dessus de ce plan, c'est-à-dire à

$$\nu \times (\text{projection horizontale de } cc_0).$$

On a, par suite, en désignant par Δ_0 et Δ les distances de c_0 et de c au maître-couple,

$$M_f = \nu(\Delta_0 - \Delta).$$

Ainsi le moment partiel dû au déplacement du centre de poussée est égal à la différence des moments des tranches T_p et T_h pris par rapport au plan du maître-couple.

Sous cette forme, à peu près évidente *a priori*, l'expression de M_f est plus commode pour le calcul.

Moment des poids et moment des formes. — En résumé, le moment fléchissant sur le sommet de la houle est la somme de deux moments distincts : l'un ne dépendant que des poids, l'autre ne dépendant que des formes de la carène dans la tranche comprise entre les niveaux extrêmes du profil de la houle.

Par analogie avec les termes usités en stabilité, j'appellerai le premier *moment des poids* M_p , et le second *moment des formes* M_f .

Toutefois, il ne faut pas perdre de vue que le déplacement exerce une double influence sur M_p en ce qu'il affecte non seulement P , mais aussi d_1 ; et d_1 lui-même dépend à la fois de la quantité et de la position des poids, celle-ci faisant varier G dans le sens de la longueur, et celle-là faisant varier C_0 .

Variations du rapport $\frac{LD}{M}$. — C'est ici le lieu de faire observer quelle erreur on peut commettre en admettant, comme l'a proposé M. John, que le moment fléchissant est proportionnel au produit LD de la longueur par le déplacement. C'est bien ce qui a lieu, à la vérité, pour des navires semblables posés en équilibre sur une arête transversale, comme le fléau d'une balance

sur son couteau. Mais il est très inexact d'en conclure que, sur la houle, le moment de flexion sera une fraction à peu près constante de ce produit. En fait, le rapport $\frac{LD}{M}$ varie dans des limites fort étendues, non seulement avec la *répartition* des poids, mais encore et surtout avec la *quantité* des poids et avec les *formes* du navire. La variation de $\frac{LD}{M}$, due à la *répartition* des poids, bien qu'elle puisse théoriquement être énorme, serait jusqu'à un certain point négligeable, puisque nous devons supposer que nous avons affaire à des navires chargés d'une façon normale, ce qui exclut de trop grandes discordances.

Cependant, malgré cette considération, l'emploi de $\frac{LD}{M}$ comme terme de comparaison ne me paraît pas admissible, parce qu'il est nécessaire d'envisager certains cas de discontinuité dans la courbe des poids; par exemple, le cas où les soutes sont vides, celui des cales à eau situées au milieu, ou à l'avant et à l'arrière, etc., ou bien encore le cas de certains types de navires tels que les pétroliers, qui chargent tantôt tous leurs compartiments, tantôt certains d'entre eux, soit alternatifs, soit adjacents.

L'expression établie ci-dessus pour le moment fléchissant indique bien du reste que ce moment peut être indépendant du déplacement et même varier *en raison inverse du déplacement*, car le moment des poids, généralement positif, peut être nul, ou négatif.

Mais, comme je le disais plus haut, ce n'est pas seulement la *répartition* des poids qu'il faut envisager. Leur *quantité*, correspondant aux divers degrés d'enfoncement, fait varier le rapport $\frac{LD}{M}$ d'une façon qu'il n'est pas permis de négliger. Enfin, les *formes* du navire exerçant aussi leur influence sur le moment fléchissant, on doit s'attendre à ce que $\frac{LD}{M}$ varie encore avec elles. J'en donnerai comme exemples les valeurs de ce rapport correspondant à plusieurs tirants d'eau d'un même navire, pour lesquels M a été calculé par la méthode ordinaire.

Rio-Negro : $L = 106^m$.

D.....	5800	5196	4900	4090	2570
LD.....	614800	55076	519400	433540	272420
M.....	16320	15360	15000	14320	12080
$\frac{LD}{M}$	37,6	35,8	34,6	30,2	22,5

La Campagne : $L = 150^m$.

D.....	10900	9920	8587	7130
LD.....	1638000	1488000	127950	1069500
M.....	48000	46560	45100	43440
$\frac{LD}{M}$	34,1	32,2	28,6	24,6

La variation de $\frac{LD}{M}$, dans ces exemples, est naturellement influencée par les deux causes précédentes combinées; car, en même temps que le déplacement, varie la forme de la tranche comprise entre les niveaux extrêmes du profil de la houle. Cette forme, assez pleine aux tirants d'eau les plus forts, où la muraille est presque verticale, s'affine quand le déplacement diminue.

On constate ainsi que $\frac{LD}{M}$ décroît rapidement avec le déplacement, autrement dit, que M varie beaucoup moins vite que LD , et nous en verrons plus loin la cause.

Enfin, il doit intervenir un autre genre de considérations qui s'ajoutent aux précédentes pour faire écarter l'emploi du produit LD comme expression approchée du moment fléchissant.

On a l'habitude de prendre pour hauteur de la houle une certaine fraction, en général $\frac{1}{10}$, de sa longueur. C'est une hypothèse qu'il est sans doute loisible d'adjoindre au groupe des hypothèses fondamentales rappelées au commencement de ce Chapitre. Mais il est plus logique, pour se rapprocher davantage de la condition de fatigue maxima que l'on cherche à réaliser autant que possible, de tenir compte des variations du rapport de la hauteur à la longueur de la houle, d'attribuer, en un mot, à la hauteur de la houle sur laquelle on place le navire, sa valeur maxima la plus probable.

Si l'on admet, d'après la moyenne des observations recueillies par le lieutenant Pâris, que le rapport $\frac{H}{L}$ de la houle varie de $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{30}$, lorsque L varie de 30^m à 180^m , il faudrait placer les petits bâtiments sur des houles dont la pente, ou la tangente de l'angle d'inclinaison moyenne, serait trois fois plus forte que pour les grands navires. Or, je montrerai plus loin que le moment des formes est très sensiblement proportionnel à la pente; et, d'autre part, dans les conditions normales de chargement, le moment des formes constitue en général la fraction la plus importante du moment fléchissant. Donc, ce dernier variera beaucoup, peut-être du simple au double, et même davantage, selon que l'on donnera à la houle la pente de $\frac{1}{5}$ ou celle de $\frac{1}{15}$, qui correspondent à $\frac{H}{L} = \frac{1}{10}$ et $\frac{1}{30}$, respectivement.

Il suit de là que si l'on convient, comme il est naturel, d'attribuer à chaque houle sa pente maxima suivant la loi précédente, la valeur de M subira cette influence, à laquelle le produit LD reste complètement étranger; et nous trouvons encore là une nouvelle raison de ne pas admettre la proportionnalité de ces deux quantités.

J'ai peut-être insisté bien longuement sur la discussion du rapport $\frac{LD}{M}$. Je ne l'ai fait qu'en raison de l'importance, à mon avis exagérée, qu'on y attache souvent, surtout en Angleterre. Depuis M. Denny, en 1877, jusqu'à

M. Liddell, en 1894, on a maintes fois proposé de baser sur le nombre LD les échantillons des pièces longitudinales de la coque. Sans méconnaître que ce nombre soit susceptible de rendre quelques services pour comparer entre eux des navires à peu près semblables de formes, semblablement chargés, et de dimensions analogues; que même, l'emploi de ce nombre pourrait conduire à des échantillons plus réguliers que ceux qui sont actuellement en usage, j'ai pensé que les objections développées ci-dessus étaient assez fortes pour en infirmer sérieusement la valeur.

La somme des moments d'arc et de contre-arc ne dépend que des formes.
— Reprenons l'expression précédemment trouvée du moment fléchissant sur le sommet de la houle :

$$M_s = M_f + M_p.$$

Dans le creux, on aurait de même, pour le moment fléchissant de contre-arc,

$$M_c = M'_f - M_p,$$

M'_f étant la somme des moments des nouveaux onglets par rapport au plan transversal passant par l'intersection de la flottaison plane avec la surface de la houle; M_p , moment des poids, est le même que dans le cas du sommet.

En ajoutant, terme à terme, les deux équations précédentes, on a

$$M_s + M_c = M_f + M'_f.$$

Par conséquent, *la somme des efforts maxima de tension et de compression est indépendante des poids; elle ne dépend que des formes de la coque dans le voisinage de la flottaison; car elle est simplement égale à la somme des moments des formes sur le sommet et dans le creux de la houle.*

Cette remarque est intéressante au point de vue de la loi de Wöhler sur la répétition des efforts. En effet, si l'on considère un navire faisant route perpendiculairement à la direction des génératrices de la houle, il sera soumis à une succession d'efforts alternatifs d'arc et de contre-arc. D'après Wöhler, la différence des charges extrêmes (dans l'espèce, la somme des efforts extrêmes de tension et de compression) influe sur la charge maxima admissible. Plus cette différence est forte, et plus cette charge maxima doit être limitée. La considération des moments des formes, dont la somme mesure précisément cette différence des charges alternatives extrêmes, a donc le double avantage de fournir un élément calculable d'avance, du moment fléchissant sur houle, et un élément qui, en outre, *fixe, dans chaque cas, la charge maxima qu'il convient de ne pas dépasser pour des efforts réitérés.*

Toutefois, cette considération est plus théorique que pratique, car il n'est pas démontré que la loi trouvée par Wöhler soit applicable aux navires, du moins sous la forme imparfaite qu'il lui a donnée. Il faudrait sans doute modifier cette loi pour la rendre applicable à des systèmes composites.

DU MOMENT DES FORMES.

Je vais maintenant chercher à exprimer le moment des formes, au moyen d'éléments de la coque aussi simples que possible. Je supposerai d'abord que la carène soit verticalement cylindrique. L'influence de l'affinement plus ou moins accusé des formes dans le sens vertical fera l'objet d'une étude complémentaire.

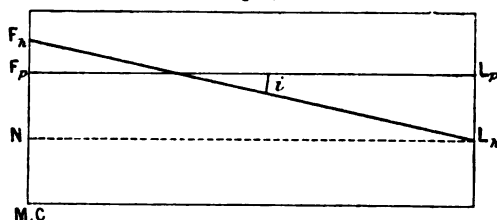
§ I. — Carènes cylindriques à génératrices verticales.

Dans ce cas, et pour une houle plane, les moments des onglets (*fig. 4*), sont simplement fonctions de la surface de flottaison plane et de la pente de la houle. L'intersection des deux flottaisons isocarènes passe par leur centre de gravité. En désignant par I le moment d'inertie de la flottaison plane par rapport à cette intersection, et par $\alpha = \tan i$ la pente de la houle, on démontrerait aisément que

$$(a) \quad M_f = \alpha I.$$

Le problème est donc ramené à la recherche d'une expression suffisam-

Fig. 4.

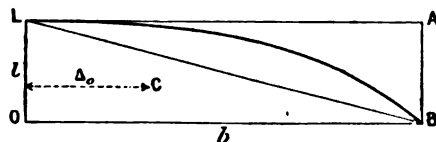


ment approchée de I pour toutes les formes usuelles de la surface de flottaison plane.

Rapportons la courbe de cette ligne d'eau à l'axe longitudinal OB , et à l'axe transversal OL situé dans le plan du maître-couple. Convenons de doubler les ordonnées de la courbe, ce qui ne changera rien au calcul du moment d'inertie par rapport à un axe transversal, tout en donnant le résultat pour les deux bords; désignons enfin par b la longueur de la demi-ligne d'eau et par l sa largeur.

En cherchant à représenter par une équation une série de courbes com-

Fig. 5.



prises entre les deux extrêmes : LAB (*fig. 5*) qui correspond à une carène parallélépipédique, et LB qui correspond au prisme triangulaire, j'ai été

naturellement amené à essayer la forme parabolique la plus simple

$$(1) \quad y = l \left(1 - \frac{x^n}{b^n} \right).$$

En faisant varier le degré n de ces paraboles de 1 à ∞ , on obtient une famille de courbes présentant tous les coefficients de finesse compris entre 0,5 et 1, limites qui embrassent tous les cas de la pratique.

La forme de ces courbes se rapproche, en outre, suffisamment de celle des lignes de flottaison ordinaires des navires, pour que l'on puisse, sans erreur notable, substituer à ces dernières les courbes précédentes ayant même coefficient de finesse.

Or, le coefficient de finesse $\sigma = \frac{S}{bl}$ et le moment d'inertie I des lignes d'eau paraboliques représentées par l'équation (1) s'expriment aisément en fonction de n , degré des paraboles.

On a, en effet

$$(2) \quad S = l \int_0^b \left(1 - \frac{x^n}{b^n} \right) dx = \frac{n}{n+1} bl,$$

d'où

$$(3) \quad \sigma = \frac{n}{n+1} \quad \text{ou} \quad n = \frac{\sigma}{1-\sigma}.$$

Le moment statique de la surface par rapport à OL (*fig. 5*) est

$$(4) \quad \mathcal{M} = l \int_0^b \left(1 - \frac{x^n}{b^n} \right) x dx = \frac{n}{2(n+2)} b^2 l,$$

d'où la distance du centre de gravité de la flottaison en avant du maître-couple

$$(5) \quad \Delta_0 = \frac{\mathcal{M}}{S} = \frac{n+1}{2(n+2)} b = \frac{1}{2(2-\sigma)} b.$$

Enfin, le moment d'inertie de la surface par rapport au maître-couple OL est donné par

$$I_{MC} = l \int_0^b \left(1 - \frac{x^n}{b^n} \right) x^2 dx = \frac{n}{3(n+3)} b^3 l,$$

d'où le moment d'inertie cherché I , pris par rapport à l'axe transversal passant par le centre de gravité C,

$$(6) \quad I = I_{MC} - S \Delta_0^2 = \frac{n(n^2 + 4n + 7)}{12(n+2)^2(n+3)} b^3 l.$$

Reportons cette valeur dans l'expression (a) (p. 127) du moment des

formes; il vient, en posant

$$(7) \quad A = \frac{n(n^2 + 4n + 7)}{12(n+2)^2(n+3)} = \frac{\sigma(4\sigma^2 - 10\sigma + 7)}{12(2-\sigma)^2(3-2\sigma)},$$

$$(8) \quad M_f = A \alpha b^3 L.$$

Il suffira donc de connaître la surface de la flottaison S, pour en déduire, au moyen de la relation (7), la valeur de A, d'où l'on conclura la valeur du moment des formes M_f en attribuant à la pente de la houle α une valeur convenue.

Le Tableau ci-après donne les valeurs correspondantes de σ , de A et de

$$\beta = \frac{\Delta_0}{b} = \frac{1}{2(2-\sigma)}.$$

σ .	A.	β .	Observations.
0,50	27,7	0,333	Cas du prisme triangulaire.
....			
0,60	34,6	0,357	
....			
0,70	42,3	0,384	
0,71	43,1	0,387	
0,72	44,0	0,390	
0,73	44,8	0,394	
0,74	45,7	0,397	
0,75	46,6	0,400	
0,76	47,6	0,403	
0,77	48,5	0,406	
0,78	49,4	0,410	
0,79	50,5	0,413	
0,80	51,6	0,417	
0,81	52,7	0,420	
0,82	53,8	0,424	
0,83	55,0	0,427	
0,84	56,2	0,431	
0,85	57,5	0,435	
0,86	58,7	0,438	
0,87	60,0	0,442	Cas du parallélépipède.
0,88	61,3	0,446	
0,89	62,6	0,450	
0,90	64,0	0,454	
0,91	65,4	0,459	
0,92	66,9	0,463	
0,93	68,6	0,467	
0,94	70,3	0,472	
0,95	72,3	0,476	
0,96	74,4	0,481	
0,97	76,4	0,485	
0,98	78,5	0,490	
0,99	80,8	0,495	
1,00	83,3	0,500	

A défaut de ce Tableau, on pourrait faire usage de la formule

$$A = \frac{\sigma}{10} (\sigma^2 - \sigma + 0,8),$$

qui peut être substituée avec une grande approximation, pour toutes les valeurs usuelles de σ , à la formule (7) ⁽¹⁾.

Si maintenant nous considérons le creux de la houle, il est clair que le moment des formes M_f sera encore égal à αI ou à $A \alpha b^3 l$, c'est-à-dire à M_f . On aura donc, d'après les relations établies p. 126,

$$M_s + M_c = 2 M_f,$$

et

$$M_s - M_c = 2 M_p.$$

Par conséquent,

$$M_s = A \alpha b^3 l + P d_1,$$

$$M_c = A \alpha b^3 l - P d_1,$$

d_1 pouvant être d'ailleurs positif, nul ou négatif.

Le moment des formes est ainsi complètement déterminé dans le cas que nous venons d'étudier, à savoir, pour une carène verticalement cylindrique et avec une houle supposée plane.

On pourrait, à la rigueur, se contenter de cette valeur approchée du moment des formes pour une carène réelle placée sur le sommet de la houle, car la muraille des navires du commerce ne s'éloigne jamais beaucoup de la forme cylindrique dans la tranche considérée et sur une longueur assez grande à partir du maître-couple; cette longueur a d'ailleurs une influence prépondérante, puisque, dans la tranche T_h soulevée au-dessus du plan NL_h (fig. 4), les aires des couples partiels sont à multiplier par les ordonnées correspondantes de la houle pour avoir le volume v , et que ces deux facteurs diminuent vite, et simultanément, à mesure que l'on se rapproche de l'avant.

D'autre part, l'hypothèse de la houle plane serait très admissible au point de vue tout relatif où je me suis placé; elle est de même nature que l'hypothèse communément admise au sujet des pressions.

Toutefois, dans le creux de la houle, il n'est plus vrai que l'influence de la partie quasicylindrique soit prépondérante; et, de plus, il y a intérêt à se rendre compte de l'écart produit par la substitution de la forme trochoïdale de la houle à la forme plane, ne fût-ce qu'en vue de comparaisons à établir avec les résultats des calculs usuels. J'ai donc essayé de serrer le problème de plus près, en me débarrassant tour à tour des deux restrictions précédentes.

Influence de la forme du profil de la houle sur le moment des formes. — En supposant que la houle était plane, nous avons vu que la somme des moments des onglets immergé et émergé, par rapport à la flottaison plane,

(1) Voir la Note A, à la fin de cette étude.

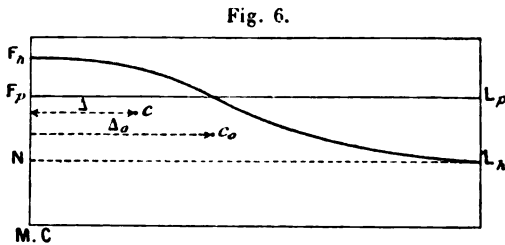
s'exprimait simplement au moyen du moment d'inertie de cette flottaison. Il n'en est plus de même si la houle n'est pas plane.

Reprenons le théorème démontré plus haut (p. 122-123). On a, sur le sommet de la houle (fig. 6),

$$M_f = v(\Delta_0 - \Delta).$$

Ainsi, le moment dépend de deux éléments : le volume v de la tranche T_h et la position de son centre de gravité, donnée par Δ .

Suivant le profil adopté pour la houle, Δ variera ; mais il importe de remarquer que cela ne suffit pas toujours pour se faire une idée de ce que devient M_f , car v peut varier aussi avec le profil, ce qui revient à dire que le niveau infé-



rieur NL_h de la tranche T_h sera plus ou moins élevé. Par exemple, dans une carène parallélépipédique, une houle sinusoïdale donnerait même volume v que la houle plane, et, comme Δ serait moindre, M_f serait plus fort. Mais on ne saurait conclure de même *a priori* pour la houle trochoïdale ; car si Δ diminue encore, en revanche, v diminue aussi (le plan NL_h se relève). Avec les formes des lignes d'eau s'introduit d'ailleurs un nouvel élément de variations. Ainsi, par exemple, on trouve que, dans le cas du parallélépipède, M_f est un peu plus faible sur la houle trochoïdale que sur la houle sinusoïdale, parce que v diminue plus vite que Δ , c'est-à-dire plus vite que $\Delta_0 - \Delta$ n'augmente. Au contraire, dans le cas du prisme triangulaire, Δ diminue plus vite que v , de sorte que M_f augmente.

Sans entrer dans la discussion des différents cas possibles, je donne dans le Tableau ci-après les résultats des calculs pour les deux cas extrêmes de la forme des lignes d'eau : parallélépipède et prisme triangulaire ; et pour les trois genres de houle : plane, sinusoïdale et trochoïdale.

		Sommet de la houle		
		plane.	sinusoïdale.	trochoïdale.
Parallélépipède $\Delta_0 = \frac{b}{2}$	$v = \frac{\alpha b^2 l}{2} \dots \times$	1,000	1,0000	0,9215
	$\Delta = b \dots \times$	0,333	0,2974	0,282
	$M_f = \frac{\alpha l^2 l}{2} \dots \times$	0,166	0,2026	0,201
Prisme $\Delta_0 = \frac{b}{3}$	$v = \frac{\alpha b^2 l}{2} \dots \times$	0,666	0,7026	0,661
	$\Delta = b \dots \times$	0,250	0,2372	0,225
	$M_f = \frac{\alpha b^3 l}{2} \dots \times$	0,055	0,0675	0,0713

En résumé, et en prenant pour base de comparaison le cas de la houle plane, M_f sur houle sinusoïdale a augmenté de 21,5 pour 100 pour le prisme comme pour le parallélépipède; et M_f sur houle trochoïdale a augmenté de 20,5 pour 100 pour le parallélépipède et de 28,5 pour 100 pour le prisme.

La loi de variation étant évidemment continue pour les formes de la flottaison intermédiaire entre le rectangle et le triangle, on peut prendre sans grande erreur pour le moment des formes sur le sommet de la houle trochoïdale

$$M_f = A \alpha b^3 l \times (1,365 - 0,16 \sigma)$$

en supposant une variation linéaire, ou plus simplement encore

$$M_f = 1,25 A \alpha b^3 l.$$

Considérons maintenant le cas du creux de la houle. Il est utile de remarquer, au point de vue des calculs, que ce cas se déduit de celui du sommet de la façon suivante.

Soient, d'une manière générale,

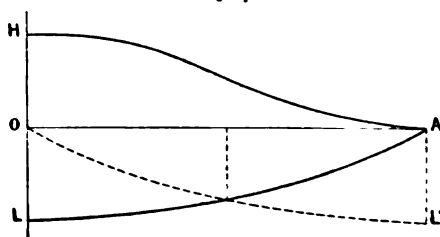
$$y = f(x),$$

l'équation du profil de la houle HA (fig. 7), et

$$y = \varphi(x)$$

l'équation de la ligne de flottaison LA dont les ordonnées ont été doublées.

Fig. 7.



La courbe des volumes aurait pour ordonnées le produit des ordonnées des deux courbes

$$y = f(x) \quad \text{et} \quad y = \varphi(x).$$

On a, dans le cas du *sommet*,

$$v = \int_0^h f(x) \varphi(x) dx$$

et

$$\Delta = \int_0^h f(x) \varphi(x) x dx.$$

Pour le cas du *creux*, il suffit de conserver le même profil de la houle HA et de prendre pour ligne de flottaison la courbe OL' symétrique de LA par rapport à une perpendiculaire élevée au milieu de OA; seulement OH est maintenant la perpendiculaire Λ et AL' le maître-couple. L'équation de OL'

est, par suite,

$$\gamma = \varphi(b-x),$$

d'où

$$\nu' = \int_0^b f(x) \varphi(b-x) dx$$

et le moment par rapport à la perpendiculaire N , c'est-à-dire par rapport à OH , est

$$\Delta'_1 = \int_0^b f(x) \varphi(b-x) x dx,$$

d'où

$$\Delta' = b - \Delta'_1.$$

Le cas du parallélépipède donne

$$\varphi(x) = \text{const.} = l;$$

volume et moment sont donc identiques à ce qu'ils étaient sur le sommet, ce qui est, du reste, évident.

Le prisme donne

$$\varphi(x) = l \left(1 - \frac{x}{b} \right).$$

Alors

$$\varphi(b-x) = \frac{l}{b} x.$$

Si donc on a déjà calculé ν et Δ , ν' et Δ' s'en déduisent facilement.

Les résultats sont les suivants :

		Creux de la houle		
		plane.	sinusoïdale.	trochoïdale.
Parallélépipède $\Delta_0 = \frac{b}{2}$	$\nu' = \frac{\alpha b^2 l}{2} \dots \times$	1,000	1,0000	0,9215
	$\Delta' = b \dots \times$	0,666	0,7026	0,718
	$M'_f = \frac{\alpha b^3 l}{2} \dots \times$	0,166	0,2026	0,201
Prisme $\Delta_0 = \frac{b}{3}$	$\nu' = \frac{\alpha b^2 l}{2} \dots \times$	0,333	0,2974	0,260
	$\Delta' = b \dots \times$	0,500	0,5600	0,577
	$M'_f = \frac{\alpha b^3 l}{2} \dots \times$	0,055	0,0675	0,0621

Donc, avec la houle sinusoïdale $M'_f = M_f$, le moment des formes est le même que dans le cas du sommet; c'est-à-dire qu'il est de 21,5 pour 100 supérieur à celui de la houle plane; avec la houle trochoïdale comparée à la houle plane, M'_f a augmenté de 20,5 pour 100 pour le parallélépipède (comme dans le cas du sommet) et de 11,9 pour 100 pour le prisme triangulaire.

La loi de variation étant évidemment continue pour les formes de la flottaison intermédiaires entre le rectangle et le triangle, on pourrait prendre

sans grande erreur pour le moment des formes dans le creux de la houle trochoïdale

$$M'_f = A \alpha b^3 l (1,04 + 0,16 \sigma),$$

en supposant une variation linéaire; ou plus simplement encore

$$M'_f = 1,15 A \alpha b^3 l.$$

Avec l'une ou l'autre approximation, la somme des deux moments de formes d'arc et de contre-arc $M_f + M'_f$ est indépendante de la finesse de la ligne d'eau σ , et l'on a

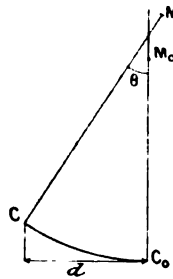
$$M_f + M'_f = 2,400 A \alpha b^3 l = M_s + M_c.$$

§ 2. — Influence de la finesse verticale.

Si l'on substitue à la surface cylindrique considérée jusqu'ici la surface gauche d'une carène véritable, le moment des formes va subir une altération analogue à celle du rayon métacentrique.

Reprenons l'hypothèse de la houle plane, et soit C_0C la courbe des centres de demi-carènes (*fig. 8*), la position C correspondant à l'angle d'inclinaison

Fig. 8.



de la houle θ . La projection horizontale de C_0C est le bras de levier d du moment des formes $M_f = P d$.

En désignant par R_θ le rayon de courbure de la courbe (C) au point où la tangente à cette courbe fait l'angle θ avec l'horizontale, on a

$$d = \int_0^\theta R_\theta \cos \theta d\theta,$$

ou bien, en désignant par I_θ le moment d'inertie de la flottaison inclinée de l'angle θ , par rapport à son centre de gravité,

$$V d = \int_0^\theta I_\theta \cos \theta d\theta = M_f,$$

Avec une carène cylindrique, I_θ s'exprime facilement en fonction de I_0 :

chaque ordonnée y_θ est en effet égale à $\frac{y_0}{\cos \theta}$, d'où

$$I_\theta = \frac{I_0}{\cos^3 \theta}$$

et

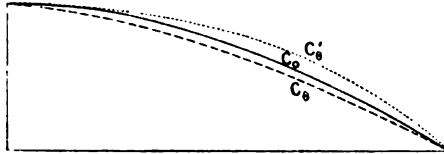
$$M_f = \int_0^\Theta \frac{I_0}{\cos^3 \theta} d\theta = I_0 \tan \Theta = x I_0,$$

comme nous l'avons vu plus haut.

Mais, dans les carènes ordinaires, I_0 est une fonction de θ trop indéterminée pour que l'on puisse en donner une expression même approximative un peu générale.

On se rend compte seulement de l'influence de certaines formes de navires, si l'on se rappelle qu'il suffit de considérer la tranche correspondant à la hauteur de la houle. Ainsi, par exemple, si la muraille, comme il arrive le plus souvent dans les navires du commerce, est verticale au milieu et déversée à l'avant, le moment des formes sur le sommet de la houle est moindre qu'avec une carène cylindrique; le moment des formes dans le creux est, au contraire, plus fort. C'est qu'en effet, dans le premier cas, le moment d'inertie de la flottaison inclinée I_θ diminue à mesure que θ augmente; dans le second cas, I_θ augmente avec θ . Il suffit, pour s'en assurer, de remarquer que la projection de la flottaison inclinée sur le plan horizontal (*fig. 9*) est limitée par une courbe C_θ intérieure à la ligne d'eau de flottaison plane C_0 , dans le cas du sommet. Le moment d'inertie de cette projection est

Fig. 9.



moindre que celui de la flottaison plane; par suite, dans l'intégrale

$$\int_0^\Theta I_\theta \cos \theta d\theta,$$

chacun des I_θ est inférieur à $\frac{I_0}{\cos^3 \theta}$ relatif à la carène cylindrique.

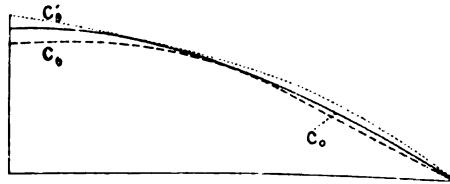
Ce serait évidemment le contraire dans le cas du creux.

Si la muraille a de la rentrée au milieu et du dévers à l'avant (*fig. 10*), l'effet est encore plus prononcé.

Enfin, si la muraille a du dévers sur toute la longueur, ce qui se produit en particulier lorsque le navire n'a pas son chargement complet (*fig. 11*), il

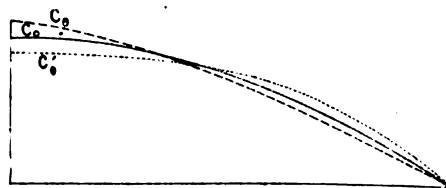
peut y avoir, suivant les cas, augmentation ou diminution de l'un ou l'autre moment des formes.

Fig. 10.



Mais, en pratique, la rentrée ou le dévers ne sont jamais assez forts pour que la variation du moment des formes soit bien considérable. En outre, les

Fig. 11.



variations relatives au sommet et au creux sont de sens contraire et sensiblement égales. Si l'on pose $M_f = \mu M$ et $M'_f = \mu' M$, M étant le moment des formes théoriques $A \propto b^3 l$, relatif à une carène cylindrique ayant même ligne de flottaison que la carène considérée, on aura sensiblement

$$\mu + \mu' = 2.$$

Par conséquent, en résumé, l'influence de l'obliquité de la muraille consiste à modifier légèrement le rapport $M_f : M'_f$ ou $\frac{\mu}{\mu'}$, sans altérer le rapport à M de la somme $M_f + M'_f$. Cette somme reste égale au double du moment des formes de la carène cylindrique correspondante, dans l'hypothèse de la houle plane.

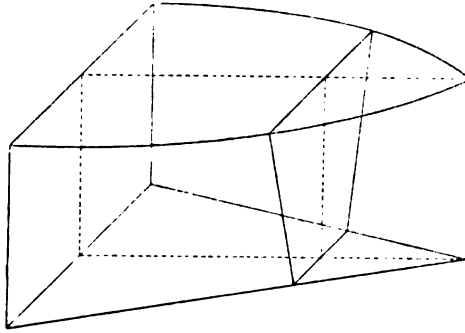
Je donnerai, de ce fait, une vérification théorique dans un cas particulier se prêtant facilement au calcul.

Supposons que la carène soit limitée par une ligne d'eau supérieure parabolique de degré n , et par une ligne d'eau inférieure triangulaire; la muraille étant constituée par une surface réglée à plan directeur transversal (fig. 12).

Cette carène fictive a une finesse verticale assez voisine de celle d'un grand nombre de navires, dans la tranche comprise entre les deux niveaux extrêmes de la houle. En effet, l'inclinaison de la muraille sur la verticale, nulle au maître-couple, augmente vers l'avant, passe par un maximum, puis diminue et s'annule à l'étrave (fig. 13). En faisant varier le degré n des paraboles on peut, du reste, faire varier à volonté la finesse verticale, puisque la

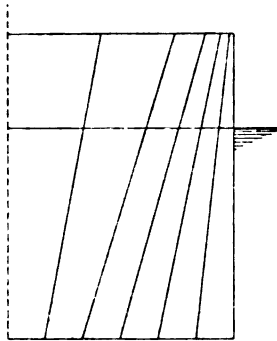
tangente de l'angle d'inclinaison d'un couple donné a pour mesure la différence entre l'ordonnée de la parabole et celle du triangle.

Fig. 12.



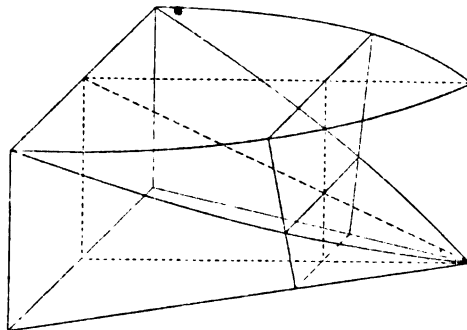
Si l'on prend comme cas extrême relatif au sommet de la houle celui où le

Fig. 13.



brion affleure au point le plus bas (fig. 14), et que l'on calcule le moment

Fig. 14.



des formes au moyen de la formule

$$M_f = v(\Delta_0 - \Delta),$$

Δ_0 donnant la position du centre de l'isocarène en eau calme; si l'on calcule de même le moment des formes M_f' correspondant à l'isocarène dans le creux de la houle, on trouve, au facteur $\alpha b^3 l$ près, les valeurs suivantes de la somme $M_f + M_f'$ lorsque σ varie entre les limites extrêmes 0,50 et 1 :

σ .	A_f	A_f'	A	$\frac{A_f}{A}$	$\frac{A_f'}{A}$	$\frac{A_f + A_f'}{2A}$
	‰	‰	‰	$= \mu$.	$= \mu'$.	$= \frac{\mu + \mu'}{2}$.
0,50	27,7	27,7	27,7	1,000	1,000	1,000
0,66	31,4	39,5	35,5	0,884	1,113	0,998
0,89	44,6	57,4	51,3	0,869	1,119	0,994
0,91	45,5	58,6	53,0	0,858	1,105	0,982
0,93	47,2	60,7	55,6	0,849	1,092	0,970
1,00	53,1	71,9	64,3	0,826	1,118	0,972

A_f , A_f' et A représentent les quotients de M_f , M_f' et M par $\alpha b^3 l$. Il faut remarquer aussi que les σ de la première colonne sont relatifs à la ligne d'eau supérieure, et non à la flottaison en eau calme; ils ne doivent donc pas servir à calculer A .

Ce Tableau indique bien la constance remarquable de la somme $\mu + \mu'$, dans les carènes de formes si diverses appartenant à la famille de surfaces réglées définie plus haut. Il donne en outre une idée de la diminution et de l'augmentation de M_f et de M_f' , due au dévers, relativement à M .

Mais lorsqu'on passe de la houle plane à la houle trochoïdale, le problème se complique singulièrement; car on ne peut plus recourir à la considération du moment d'inertie de la flottaison houleuse. La projection du contour de cette flottaison sur le plan de la flottaison plane ne peut non plus fournir aucune indication sur la variation de M_f . En se reportant à la formule générale établie page 123

$$M_f = v(\Delta_0 - \Delta),$$

on voit que, si Δ est nécessairement plus faible qu'avec la houle plane, v , volume de la tranche ayant la hauteur totale de la houle, est aussi plus faible, et la relation qui existe entre v et Δ est trop compliquée, même en supposant une loi simple de variation de la finesse verticale, comme celle de la surface réglée, pour satisfaire aux conditions pratiques que nous avons en vue.

On peut croire toutefois qu'avec une pente aussi faible que celle de la houle, la forme trochoïdale ne saurait produire de grands écarts entre $\frac{1}{2}(M_f + M_f')$ et M , dont le rapport r a déjà été trouvé très sensiblement constant :

1° Dans une carène cylindrique, à lignes d'eau quelconques, et avec houle plane, $r = 1$;

2° Dans une carène cylindrique, à lignes d'eau quelconques, et avec houle trochoïdale, $r = 1,20$;

3° Dans une carène à finesse verticale variable, à lignes d'eau quelconques, et avec houle plane, $r = 1$.

D'autre part, il est naturel de penser que si, dans une carène quelconque, et avec houle trochoïdale, la proportionnalité n'existe plus entre M et $\frac{1}{2}(M_f + M'_f)$, leur rapport r doit être fonction du coefficient de finesse de la carène $\varphi = \frac{V}{Llp}$, p étant la profondeur de carène.

J'ai été ainsi amené à comparer la valeur théorique de M , c'est-à-dire de $A\alpha b^3 l$, aux valeurs trouvées pour $\frac{1}{2}(M_f + M'_f)$ sur quelques navires dont les moments fléchissants avaient été calculés d'après la méthode ordinaire.

Dans ces exemples, qui offrent une notable variété au point de vue des formes, des dimensions, des coefficients de finesse et des tirants d'eau, on trouve que le rapport r n'est plus constant. Il varie entre 1,17 et 1,54; mais, en le comparant au coefficient de finesse de la carène φ , on constate qu'il lui est proportionnel: en moyenne, le rapport $\frac{r}{\varphi}$ est légèrement supérieur à 2.

Les résultats sont condensés dans le Tableau suivant qui donne les valeurs de $\frac{r}{\varphi}$. En vue de la comparaison avec les moments de formes réels, le moment théorique M a été multiplié par le poids spécifique de l'eau de mer, $\varpi = 1,026$.

Navires.	p .	D.	φ .	σ .	$\frac{M_f + M'_f}{2}$.	$\varpi A\alpha b^3 l$.	r .	$\frac{r}{\varphi}$.
	^m	^T			TM	TM		
<i>La Champagne</i> ..	7,60	10920	0,585	0,773	42450	34085	1,246	2,13
Id. ..	7,20	10283	0,580	0,771	40550	33946	1,195	2,05
Id. ..	7,00	9920	0,576	0,768	39480	33806	1,168	2,02
Id. ..	6,10	8587	0,573	0,753	38730	32758	1,182	2,05
Id. ..	5,20	7130	0,559	0,735	37880	31641	1,197	2,13
<i>Rio Negro</i>	6,25	5800	0,711	0,804	14360	9530	1,506	2,12
Id.	5,70	5196	0,698	0,788	13120	9240	1,420	2,04
Id.	4,70	4090	0,666	0,781	12240	9090	1,346	2,02
Id.	3,30	2570	0,597	0,770	10560	8890	1,188	1,99
<i>Prima</i>	4,17	1026	0,615	0,815	820	665	1,233	2,00
<i>Nixe</i> (voilier)..	5,10	2770	0,646	0,822	3580	2730	1,311	2,03
<i>A</i> ₁	6,30	5120	0,774	0,815	11265	7315	1,540	1,99
<i>A</i> ₂	5,88	4770	0,771	0,810	11035	7256	1,520	2,02

Nota. — 1° Le navire *A*₁ est un cargo-boat à well-deck, ayant son chargement complet et son charbon.

Le navire *A*₂ n'est autre que le navire *A*₁ avec ses soutes vides.

2° Pour les navires *A*₁ et *A*₂, la pente de la houle était $\alpha = 0,134$; pour tous les autres $\alpha = 0,1$.

Ce Tableau indique une constance suffisamment marquée du rapport $\frac{r}{\varphi}$, pour que l'on puisse admettre la loi approchée suivante

$$\frac{1}{2}(M_f + M'_f) = 2,04 \varpi A\alpha b^3 l \varphi.$$

L'introduction du facteur φ lui donne un caractère empirique, et peut-être

une analyse plus approfondie permettrait-elle de trouver un autre facteur plus précis. Telle qu'elle est, cependant, la relation qui précède donne une valeur de la moyenne des moments des formes sur le sommet et dans le creux de la houle, très suffisamment approchée pour le but que nous poursuivons.

On peut la mettre sous une forme plus simple, en remarquant que

$$\varphi = \frac{V}{Llp} = \frac{V}{2blp}$$

et que

$$\omega V = D.$$

On a alors

$$\frac{1}{2}(M_f + M'_f) = 0,255 A \alpha \frac{l^2 D}{p}.$$

Il s'agit maintenant d'avoir séparément M_f et M'_f , qui serviront à obtenir M_s et M_c . Or, nous avons vu que, dans l'hypothèse de la houle plane, $M_f = M'_f$ pour une carène cylindrique; et que, dans la même hypothèse, et pour une carène à finesse verticale variable (surface réglée), $\frac{M_f}{M}$ variait de 1 à 0,83 et $\frac{M'_f}{M}$ de 1 à 1,12.

Le rapport $\frac{M_f}{M'_f}$ varie donc dans ce cas de 1 à 0,74; mais dans les limites pratiques des formes de lignes d'eau usuelles, ce rapport oscille entre 0,86 et 0,78.

D'autre part, on a vu que la substitution de la houle trochoïdale à la houle plane pour les carènes cylindriques faisait varier

$$\frac{M_f}{M} \text{ de } 1,20 \text{ à } 1,28$$

et

$$\frac{M'_f}{M} \text{ de } 1,20 \text{ à } 1,12,$$

lorsque σ varie de 1,00 à 0,50; par suite

$$\frac{M_f}{M'_f} \text{ de } 1,00 \text{ à } 1,14.$$

Ces deux influences se neutralisent à très peu près, lorsqu'elles sont combinées, c'est-à-dire dans le cas général d'une carène quelconque avec houle trochoïdale, et par suite, M_f et M'_f sont, en pratique, sensiblement égaux.

Pour le vérifier, je prendrai des navires dont les moments fléchissants ont été calculés sur le sommet de la houle, dans le creux et en flottaison plane. Comme on a

$$M_s = M_f + M_p,$$

$$M_c = M'_f - M_p,$$

M_p représentant le moment des poids Pd_1 (voir p. 130), si M_f est voisin de M'_f , on doit trouver sensiblement

$$M_s - M_c = 2M_p.$$

Or, les navires calculés donnent

Navires.	M_s .	M_c .	$\frac{M_s - M_c}{2}$.	M_p .
	TM	TM	TM	TM
<i>La Champagne</i>	46560	32400	7080	7120
<i>Rio-Negro</i>	15360	10880	2240	2220
<i>Nixe</i> (voilier).....	7120	960	3080	3520
<i>Prima</i>	1480	160	660	620
A.....	11780	11470	150	830
B ₁	6350	25450	—9550	—10040
B ₂	12780	15610	—1415	—1085
B ₃	10450	23100	—6320	—8830
B ₄	15500	13330	1035	750

La concordance s'établit d'une manière satisfaisante, sauf pour les dernières lignes où apparaissent des écarts qui demandent à être expliqués. Les M_p sont les moments fléchissants en flottaison plane au maître-couple. Au contraire les M_s et les M_c sont les moments fléchissants *maxima* sur le sommet et dans le creux. Ces maxima sont presque toujours situés à proximité du maître-couple; mais des anomalies importantes dans la répartition des poids doivent naturellement les déplacer. Or, c'est précisément ce qui arrive dans plusieurs des exemples ci-dessus. Le navire B₁ est un pétrolier, avec son plein chargement de pétrole; B₂ est le même navire avec un chargement ordinaire; B₃ le représente sur lest, avec trois de ses compartiments adjacents du milieu remplis d'eau; B₄ enfin est le cas où le water-ballast a été distribué dans des compartiments alternatifs. En outre, les machines et chaudières sont placées à l'arrière, ainsi que cela a lieu dans la plupart des pétroliers. Nous sommes donc ici en présence d'un cas extrême de discontinuité des poids; mais cela n'influe pas sur le moment des formes. C'est la courbe du moment des poids en eau calme qui en est affectée; et dans le calcul final de $M_s = M_f + M_p$, c'est sur M_p et non sur M_f que devra se porter l'attention. Seulement il en résulte que les courbes des moments fléchissants sont aplaties et ondulées pour B₂ et pour B₄ et présentent plusieurs maxima et minima. Le maximum maximorum de M_s et celui de M_c n'ont donc plus nécessairement leur relation de position mutuelle, et leur différence, comparée à M_p , ne peut plus donner d'indication sur les valeurs respectives de M_f et de M'_f . C'est à titre de simple renseignement que j'ai fait figurer ces exemples dans le Tableau ci-dessus. Ils n'infirment en aucune façon l'égalité approximative de M_f et de M'_f ; seulement *ils ne peuvent pas contribuer à la démontrer*.

Mais il suffit de prendre les M_s et les M_c de ce même navire au maître-

couple pour retrouver les concordances fournies par les autres navires. On a, en effet,

	M_e	M_c	$\frac{M_e - M_c}{2}$	M_p
B_1	4340	24800	— 10230	— 10040
B_3	5210	23090	— 8940	— 8830
B_4	15000	13340	830	750

L'ensemble de tous ces exemples m'a paru justifier d'une manière assez satisfaisante l'égalité

$$M_f = M'_f,$$

et j'admettrai, par suite, que le moment des formes sur le sommet, comme dans le creux de la houle, est donné par

$$M_f = 0,255 A \alpha \frac{L^2 D}{p}.$$

Pente de la houle. — Quant à la pente de la houle, qui a été laissée jusqu'à présent sous la forme indéterminée α , j'ai déjà indiqué (p. 125) les limites entre lesquelles elle paraît devoir varier. Cependant, si l'on tient compte de la rareté des houles très escarpées, on peut admettre que $\frac{H}{L}$ varie de $\frac{1}{15}$ à $\frac{1}{30}$ lorsque L varie de 30^m à 180^m. Alors la pente sera

$$\alpha = \frac{20}{L + 120}.$$

Portant cette valeur de α dans la relation précédente, on obtient finalement pour le moment des formes l'expression

$$M_f = 5,1 A \frac{L^2 D}{(L + 120)p}.$$

DU MOMENT DES POIDS.

Reste maintenant à attribuer à M_p une valeur convenable. Il ne saurait, bien entendu, s'agir de déterminer M_p , puisque c'est un élément qui peut, théoriquement, varier de la façon la plus étendue, et sur lequel le constructeur n'a aucune prise. Il est bien évident que, si, pour une raison ou pour une autre, un capitaine s'avise d'accumuler son chargement vers le milieu, ou de surcharger les extrémités en y concentrant les poids les plus lourds, il pourra créer une énorme fatigue de poids M_p , que le constructeur n'a pas à prévoir. C'est là une question d'arrimage, dans laquelle les Commissions de surveillance peuvent seules intervenir.

Le constructeur doit supposer que le navire sera convenablement chargé; mais il doit aussi laisser une marge pour les écarts qui peuvent toujours se produire, soit par suite d'une erreur d'appréciation (car on ne saurait exiger des

capitaines la détermination exacte du centre de gravité de chaque chargement), soit par suite de modifications inévitables dans la distribution des poids (nature de certaines cargaisons, combustion du charbon, etc.). Cette marge consistera à assigner une certaine valeur à d_1 , bras de levier du moment des poids, qui, multiplié par $\frac{D}{2}$, donnera M_p . Afin de se guider dans le choix à faire pour d_1 , il serait utile de rechercher la valeur moyenne réelle de cette longueur sur un certain nombre de navires. Je n'ai malheureusement pas pu me procurer un nombre suffisant d'exemples où le moment des poids eût été calculé, pour en déduire cette valeur moyenne réelle de d_1 . Les navires qui m'ont déjà servi d'exemples donnent les résultats suivants :

Navires.	d_1 .	Navires.	d_1 .
	^m		^m
<i>La Champagne</i>	1,43	<i>B₁</i>	-2,42
<i>Rio-Negro</i>	0,85	<i>B₂</i>	-0,24
<i>Nixe</i>	2,54	<i>B₃</i>	-2,47
<i>Prima</i>	1,21	<i>B₄</i>	-0,21
<i>A₁</i>	0,32	<i>A₂</i>	-0,86

Ces quelques exemples indiqueraient que d_1 est indépendant de la longueur. Il faut naturellement mettre à part le cas du pétrolier B dont le chargement est soumis à des conditions toutes spéciales; il conviendrait d'assigner à d_1 dans ces navires une valeur particulière. Il importe de remarquer, en outre, qu'en raison de l'accumulation des poids au milieu d_1 et, par suite, M_p sont négatifs, c'est-à-dire que le moment fléchissant en eau calme est un moment de contre-arc. Mais ces types très particuliers de navires doivent faire l'objet de réglementations spéciales.

D'autre part, la comparaison des cas *A₁* et *A₂* fait ressortir l'influence de la combustion du charbon sur la variation de M_p , et montre qu'elle est assez considérable pour que, si l'on établissait une moyenne des valeurs de d_1 , d'après un grand nombre d'exemples, on dût calculer les moments des poids en supposant les soutes vides.

A défaut d'une détermination expérimentale de d_1 , il m'a semblé que l'on pourrait en établir une théorique, basée sur les considérations suivantes.

Supposons un chargement homogène remplissant toute la capacité intérieure d'un navire, et considérons, comme plus haut, la moitié *N*. Le centre de gravité des poids est au centre de figure de la demi-coque. D'un autre côté, le centre de poussée est au centre de figure de la demi-carène. La différence de leurs abscisses est le bras de levier du moment des poids de la coque homogène; et il semble rationnel de prendre ce bras de levier comme maximum d'écart probable du centre de gravité des poids, pour un chargement quelconque.

La position du centre de figure de la demi-coque est donnée approximativement par celle du centre de gravité d'une ligne d'eau fictive qui aurait pour

coefficient de finesse Σ celui de la *demi-coque* Φ . La position du centre de figure de la demi-carène est de même fixée approximativement par celle du centre de gravité d'une ligne d'eau fictive qui aurait pour coefficient de finesse σ celui de la *demi-carène* φ . Or, en attribuant à ces lignes d'eau fictives la forme parabolique étudiée plus haut (p. 128) l'abscisse de leurs centres de gravité s'exprime en fonction de Σ et de σ , c'est-à-dire de Φ et φ . On a, en effet, en désignant par Δ et δ ces abscisses des centres de gravité de la demi-coque et de la demi-carène par rapport au maître-couple

$$\Delta = \frac{1}{2(2-\Phi)} b,$$

$$\delta = \frac{1}{2(2-\varphi)} b,$$

d'où, par conséquent

$$d_1 = \Delta - \delta = \frac{1}{2} \frac{\Phi - \varphi}{(2-\Phi)(2-\varphi)} b = \frac{L}{4} \frac{\Phi - \varphi}{(2-\Phi)(2-\varphi)}$$

et

$$M_p = \frac{D}{2} d_1 = \frac{\Phi - \varphi}{(2-\Phi)(2-\varphi)} \frac{LD}{8}.$$

Le Tableau de la page 129 donne d'ailleurs les valeurs toutes calculées de $\frac{1}{2(2-\Phi)}$ et de $\frac{1}{2(2-\varphi)}$, en substituant à Φ et φ les σ de la première colonne.

Le moment des poids est ainsi déterminé théoriquement d'après une loi conforme autant que possible aux données géométriques du problème.

EXPRESSION GÉNÉRALE DU MOMENT FLÉCHISSANT.

Comme conclusion, je prendrai pour le moment fléchissant devant servir de base à la détermination des échantillons des pièces longitudinales du navire l'expression

$$M = 5,1 \Lambda \frac{L^2 D}{(L+120)p} + \frac{\Phi - \varphi}{(2-\Phi)(2-\varphi)} \frac{LD}{8}.$$

Un corollaire se dégage naturellement de toute cette discussion : c'est qu'il importe de fournir aux capitaines des indications qui puissent les guider dans la manière de charger leurs navires; tout au moins, de leur fixer la limite extrême, variable d'ailleurs avec le déplacement, que ne devrait jamais dépasser la position du centre de gravité de leur chargement. L'emploi de la formule que je viens d'établir, et qui servirait à déterminer les échantillons pour une valeur précise de cette limite extrême se prêterait à la réalisation de ce desideratum.

CHAPITRE II.

DU MOMENT DE RÉSISTANCE DE LA SECTION TRANSVERSALE.

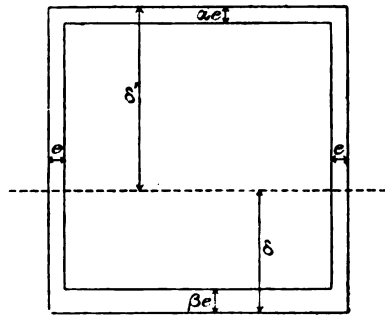
Le calcul du moment de résistance de la section transversale d'un navire est basé, de même que le calcul du moment fléchissant, sur un certain nombre d'hypothèses. Les deux plus importantes sont celle qui consiste à admettre que la structure composite d'un navire se comporte à la flexion comme une poutre homogène, et celle qui néglige l'influence de l'épontillage dans la résistance à la flexion.

Malgré les réserves que l'on serait en droit de faire sur ces points, j'admettrai ces hypothèses usuelles, comme j'ai admis celles relatives au moment fléchissant, en me fondant sur ce que les efforts ainsi calculés sont suffisamment d'accord avec les résultats de l'expérience.

Je vais chercher, ici encore, à établir une formule générale donnant, *en fonction d'éléments simples*, une valeur approchée du moment de résistance.

Une coque de navire est assimilable à une poutre creuse dont la section transversale varie à peu près entre la forme rectangulaire et la forme elliptique. De toute façon, elle est comparable, au point de vue du moment d'inertie, à un cadre rectangulaire (*fig. 15*) dont l'épaisseur des parois verticales

Fig. 15.



est l'épaisseur moyenne e du bordé extérieur, et dont les parois supérieure et inférieure auraient des épaisseurs αe et βe représentant : la première, le bordé des ponts, les gouttières, etc., et la seconde, le bordé des fonds, l'ensemble du carlingage, et, lorsqu'il existe, le double fond avec ses supports longitudinaux.

La position de l'axe neutre dépend des valeurs de α et de β . En désignant par δ sa hauteur au-dessus de quille, et par l et c la largeur et le creux du navire, on a

$$\delta = \frac{c(c + \alpha l)}{2c + (\alpha + \beta)l}.$$

On pourrait étudier les variations de $\frac{I}{v}$, en tenant compte de cette relation dans laquelle on donnerait à α et à β la série des valeurs qu'ils sont susceptibles de prendre. Mais une remarque préliminaire permet de simplifier la valeur de δ .

En effet, on reconnaîtra d'abord que les variations maxima de α et de β sont :

Pour α de $\frac{1}{2}$ à $2\frac{1}{2}$,

Pour β de $1\frac{1}{2}$ à 2.

Or, dans ces conditions, il est aisé de constater que δ varie excessivement peu, lorsque $\frac{l}{c}$ varie lui-même dans les limites de la pratique, soit entre 1 et 2.

On trouve, en effet, pour les cas extrêmes, les variations suivantes de δ

	$\frac{l}{c}$	Variation de δ .
$\beta = 1\frac{1}{2}$	$\alpha = 1 \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1\frac{1}{2} \end{array} \right.$	0,444 0,434
	$\alpha = 2 \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1\frac{1}{2} \end{array} \right.$	0,428 0,583
	$\alpha = 2\frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1\frac{1}{2} \end{array} \right.$	0,594 0,600
	$\alpha = 1 \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1\frac{1}{2} \end{array} \right.$	0,454 0,448
	$\alpha = 2 \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1\frac{1}{2} \end{array} \right.$	0,444 0,538
	$\alpha = 2\frac{1}{2} \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1\frac{1}{2} \end{array} \right.$	0,543 0,545

On peut, dès lors, prendre pour $\frac{l}{c}$ sa valeur moyenne 1,5, ce qui simplifie l'expression de δ ; elle devient

$$\delta = \frac{2 + 3\alpha}{4 + 3(\alpha + \beta)} c.$$

D'ailleurs, l'approximation de $\frac{I}{v}$, qui dépend de celle de δ , est encore plus grande, car si ϵ est l'erreur commise sur δ , l'erreur sur I sera $S\epsilon^2$, et l'erreur sur $\frac{I}{v}$ sera

$$\frac{I + S\epsilon^2}{\delta' - \epsilon} - \frac{I}{\delta'} = \frac{I\epsilon}{\delta'(\delta' - \epsilon)} + \frac{S\epsilon^2}{\delta' - \epsilon},$$

qui est infiniment petit du second ordre, puisque I et S renferment ϵ en facteur.

Faisons maintenant varier α et β et étudions la variation de $\frac{I}{v}$. On trouve

$$\beta = 1,50 \quad \left(\text{d'où} \quad \delta = \frac{6\alpha + 4}{6\alpha + 17} c \right),$$

$\alpha = 0,50$	$\delta = 0,350c$	$\frac{I}{v} = 0,325ce(c + 1,88l),$
0,75	0,395	0,320ce(c + 2,72l),
1,00	0,435	0,310ce(c + 3,44l),
1,25	0,470	0,318ce(c + 4,04l),
1,50	0,500	0,333ce(c + 4,50l),

$$\beta = 2 \quad \left(\text{d'où} \quad \delta = \frac{3\alpha + 2}{3\alpha + 10} c \right),$$

$\alpha = 0,50$	$\delta = 0,304c$	$\frac{I}{v} = 0,350ce(c + 1,75l).$
0,75	0,349	0,326ce(c + 2,65l),
1,00	0,385	0,316ce(c + 3,50l),
1,25	0,418	0,309ce(c + 4,30l),
1,50	0,448	0,312ce(c + 5,00l),
1,75	0,475	0,320ce(c + 5,56l),
2,00	0,500	0,333ce(c + 6,00l),
2,50	0,543	0,369ce(c + 6,56l).

On peut donc poser d'une façon générale

$$\frac{I}{v} = 0,33ce(c + kl),$$

k dépendant à la fois de α et de β .

Mais les valeurs à attribuer à α et β ne sont pas arbitraires; celles de α , en particulier, sont déterminées en partie par des considérations étrangères à la résistance à la flexion longitudinale. A mesure que le creux augmente, il est nécessaire d'augmenter le nombre de ponts, aussi bien pour subdiviser la hauteur des cales que pour raidir et entretoiser la muraille. Il s'ensuit qu'en pratique, quelle que soit la valeur de e , on est tenu d'augmenter la valeur de α , c'est-à-dire l'épaisseur relative de la partie supérieure de la poutre, à mesure que le nombre de ponts augmente; il faut tenir compte d'ailleurs de la distance des nouvelles liaisons longitudinales à la fibre neutre pour le calcul de l'épaisseur fictive αe .

Quant à β , la détermination de sa valeur est beaucoup plus simple. L'examen d'un grand nombre de coupes m'a montré que dans les navires à fond simple muni des carlingues centrale et latérales ordinaires, l'influence de ces carlingues dans la valeur totale de $\frac{I}{v}$ équivalait à une augmentation de 50

pour 100 de l'épaisseur du bordé des fonds. Cette augmentation est à peu près constante, quelles que soient les dimensions.

Comme, au surplus, l'expérience n'indique pas que le carlingage ainsi établi soit défectueux, on peut accepter la valeur $\beta = 1,50$ pour les navires à fond simple.

Dans les navires à double fond qui ont fait preuve de solidité, β est voisin de 2. On trouve bien des exemples où il n'est pas beaucoup supérieur à 1,50; mais les tôles du double fond sont peut-être alors un peu minces. Il paraît donc désirable d'adopter la valeur $\beta = 2$.

D'après ces observations, j'ai établi la graduation suivante des valeurs de k :

Nombre de ponts bordés.	Navires à fond simple.	Navires à double fond.
1 (en bois)	$k = 2$	$k = 2\frac{1}{2}$
1 (en acier).....	$2\frac{1}{2}$	3
2 (en acier).....	3	4
3 (en acier).....	$3\frac{1}{2}$	5
4 (en acier).....	4	6

Le moment de résistance $\frac{I}{v}$ est ainsi entièrement déterminé.

CONCLUSION.

J'ai essayé de déterminer d'une façon logique et le plus exactement possible le moment fléchissant maximum auquel peut être soumis un navire et le moment de résistance qu'offre sa section transversale.

Les expressions auxquelles je suis parvenu pour M et pour $\frac{I}{v}$, à savoir :

$$M = 5,1 A \frac{L^2 D}{(L + 120)P} + \frac{\Phi - \varphi}{(2 - \Phi)(2 - \varphi)} \frac{LD}{8}$$

et

$$\frac{I}{v} = 0,33 ce(c + kl) = Be$$

sont d'ailleurs, ainsi que je me l'étais imposé, fonctions d'éléments simples de la coque.

Il suffira donc d'assigner à la charge limite R la valeur jugée la plus convenable à ne pas dépasser, 7^{kg} ou 8^{kg}, par exemple, et de proportionner l'épaisseur e à l'inverse de cette valeur d'après la relation

$$R = \frac{Me}{I} = \frac{M}{Be},$$

pour être assuré d'avoir un navire dont l'effort sera limité à cette même valeur lorsque les dimensions croîtront.

En même temps, les navires, dans leur ensemble, travailleraient d'une façon uniforme, au lieu de subir les fatigues si inégales que nous avons constatées (voir l'*Introduction*).

Ce système de détermination des échantillons offrirait en outre l'avantage de tenir compte intrinsèquement de la qualité du métal employé. Les aciers qui servent aujourd'hui à la construction des navires ont une résistance qui varie à peu près entre 40^k et 50^k; le Bureau Veritas admet comme limites 42^k et 48^k. Cette variation est assez considérable pour qu'il doive en être tenu compte. On parle même en ce moment de nouveaux aciers à grande résistance, dont l'emploi nécessiterait évidemment une sensible altération des échantillons actuels.

La prise en considération de ces variétés d'acier est facile avec le système proposé, car il suffirait de proportionner R à la résistance du métal employé, sauf, bien entendu, à introduire telle correction ultérieure que les efforts locaux rendraient nécessaire; il est certain, par exemple, que l'emploi d'un acier à 80^k ne saurait réduire de 50 pour 100 les épaisseurs, à cause des efforts locaux, du gondolement à la compression, etc.

En soumettant aujourd'hui le principe de la méthode à la haute appréciation des membres de l'Association technique maritime, je dois ajouter que je m'efforcerai de présenter à la prochaine session les résultats de son application comparés avec la pratique actuelle.

NOTE A.

FORMULES APPROXIMATIVES POUR LES RAYONS MÉTACENTRIQUES INITIAUX.

Les courbes paraboliques que j'ai envisagées dans l'étude du moment des formes ont le grand avantage de se prêter aisément à toutes sortes de calculs et d'en donner les résultats sous une forme extrêmement simple, tout en se rapprochant assez des formes ordinaires des lignes de flottaison pour qu'il soit utile de les substituer à ces dernières, en vue d'obtenir rapidement des évaluations approximatives telles que celles d'un avant-projet.

Il est donc naturel de s'en servir pour le calcul approché des rayons métacentriques initiaux.

Rayon métacentrique longitudinal. — Soit donc la ligne d'eau fictive

$$y = l \left(1 - \frac{x^n}{b^n} \right),$$

y représentant les largeurs totales.

En supposant égales les deux moitiés N et R de cette flottaison, on aura pour le

moment d'inertie longitudinal par rapport au maître-couple

$$(1) \quad I = 2 \int_0^b \gamma x^2 dx = \frac{2}{3} \frac{n}{n+3} b^3 l.$$

Mais le coefficient de finesse de cette ligne d'eau $\sigma = \frac{S}{Ll}$ est lié à n par la relation

$$\sigma = \frac{n}{n+1},$$

d'où

$$n = \frac{\sigma}{1-\sigma}.$$

Remplaçant dans (1) n par cette valeur et b par $\frac{L}{2}$, il vient

$$I = \frac{L^3 l}{12} \frac{\sigma}{3-2\sigma}$$

et

$$R = \frac{L^3 l}{12 V} \frac{\sigma}{3-2\sigma}.$$

Rayon métacentrique transversal. — Un calcul analogue au précédent conduit à

$$r = \frac{L^3}{2V} \frac{\sigma^3}{(1+\sigma)(1+2\sigma)}.$$

On pourrait employer cette formule; mais on peut la simplifier, en remplaçant la courbe

$$y = \frac{\sigma^2}{(1+\sigma)(1+2\sigma)}$$

par la parabole du second degré

$$y = \frac{\sigma^2}{6},$$

qui est assujettie à avoir mêmes ordonnées que la précédente pour les deux abscisses extrêmes $\sigma = 0,5$ et $\sigma = 1$.

On a alors

$$r = \frac{L^3 \sigma^2}{12 V}.$$



LES EFFETS

DE LA

LOI SUR LA MARINE MARCHANDE ITALIENNE,

PAR M. MULLER,
Capitaine au long cours.

Comme il ne s'est pas écoulé assez de temps, depuis le vote de notre dernière loi sur la marine marchande, pour que l'on puisse suffisamment se rendre compte des résultats obtenus, nous avons pensé qu'il était intéressant d'étudier les effets produits par la loi italienne du 6 décembre 1885, d'autant plus qu'elle a beaucoup de ressemblance avec la nôtre.

En effet, cette loi n'accorde la prime à la navigation qu'aux navires de construction italienne, d'après son dixième Article qui spécifie une *prime de navigation* de 0^{fr},65 par tonneaux de jauge nette et par 1000 milles parcourus, aux navires nationaux à voiles ou à vapeur. L'Article 11 accorde le bénéfice de la prime aux navires inscrits sur les matricules pendant l'année à partir de la promulgation de la loi.

La jouissance, pendant la période décennale, des primes établies, ne s'applique qu'aux navires inscrits sur les matricules avant la fin de la première année (c'est-à-dire 1886) pourvu qu'il n'aient pas dépassé l'âge de 15 ans si ce sont des voiliers, et l'âge de 10 ans si ce sont des vapeurs.

D'après l'Article 12, les navires ne peuvent bénéficier de la prime que s'ils sont inscrits dans la première classe du Registre italien ou d'autres Registres nationaux reconnus.

D'autre part, des *primes à la construction* de 60^{fr} par tonneau de jauge brute sont accordées (Art. 1^{er}) aux navires à vapeur et à voiles construits en fer et en acier; de 15^{fr} par tonneau de jauge brute aux voiliers en bois; de 30^{fr} par tonneau brut aux flotteurs en fer et en acier; de 10^{fr} par cheval indiqué aux machines et de 6^{fr} par quintal aux chaudières à l'usage de la navigation, ainsi que pour les réparations faites en Italie.

Il y a, en outre, une *prime* de 1^{fr} par tonne pour le transport du charbon importé en Italie d'un port situé au delà du détroit de Gibraltar.

La loi du 30 juin 1889 a relevé les primes à la construction, par suite du nouveau tarif des douanes et, depuis cette époque, ces primes sont respectivement de 77^{fr}; 17^{fr}, 50; 37^{fr}, 50; 12^{fr}, 50 et 9^{fr}, 50.

La marine marchande italienne a suivi une progression constante depuis l'époque de l'unité de l'Italie jusqu'en 1876, date à laquelle la navigation à vapeur affirma irrévocablement sa supériorité sur la navigation à voiles. La marine commerciale italienne se composait, en 1876, de 11045 navires représentant 1078369^{tx} de jauge nette, dont 127 vapeurs jaugeant ensemble 57881^{tx} et 10903 voiliers d'une jauge nette collective de 1020483^{tx}.

Le Tableau suivant permet de suivre ce développement jusqu'en 1876 et de constater ensuite la situation de cette marine, année par année, de 1885 à 1893 inclusivement.

Années.	Vapeurs.		Voiliers.		Total.	
	Nombre.	Tonnage net.	Nombre.	Tonnage net.	Nombre.	Tonnage net.
1863....	82	17349	10264	660622	10346	677971
1870....	118	32100	18083	980064	18201	1012164
1875....	141	57147	10828	987190	10269	1044337
1876....	142	57881	10903	1020488	11045	1078368
1880....	158	77050	7822	922146	7980	999196
1885....	225	124600	7111	828819	7336	953419
1886....	237	144328	6992	801350	7229	945678
1887....	254	163131	6727	732494	6981	895625
1888....	266	175100	6544	677933	6810	853033
1889....	279	182249	6442	642225	6721	824474
1890....	290	186567	6442	634149	6732	820716
1891....	305	199945	6312	625812	6617	825757
1892....	316	201443	6308	609821	6624	811264
1893....	327	208193	6341	588268	6668	796461

La loi italienne sur la marine marchande étant entrée en vigueur le 1^{er} janvier 1886, nous avons fait le relevé suivant des navires construits en Italie depuis le 1^{er} janvier 1885 jusqu'au 31 décembre 1893, d'après les rapports annuels publiés par le Directeur général de la marine marchande, car l'Italie a cet avantage sur nous d'avoir une Direction de la marine marchande.

TABLEAU DES CONSTRUCTIONS NAVALES ITALIENNES.

Années.	Nombre de navires.	Tonnage net.	Valeur en francs.	Tonnage net maximum.
1885.....	197	9945	2993185	1102
1886.....	193	11421	3333010	1121
1887.....	167	5191	1831045	215
1888.....	277	5960	2867680	418
1889.....	354	11615	4038342	1711
1890.....	357	26774	8290265	2095
1891.....	353	29781	10569582	2228
1892.....	278	17599	5494602	2195
1893.....	286	15501	4473590	1102

Si, maintenant, nous recherchons le tonnage des navires construits en fer ou en acier, nous avons :

Années.	Voiliers.		Vapeurs.	
	Nombre.	Tonnage net.	Nombre.	Tonnage net.
1885.....	1	160	6	719
1886.....	2	252	6	114
1887.....	»	»	7	278
1888.....	3	458	15	1 723
1889.....	4	3 739	12	981
1890.....	16	12 368	7	514
1891.....	15	10 584	12	7 113
1892.....	5	3 801	8	3 428
1893.....	3	2 480	8	1 187

Ces Tableaux mentionnent tous les navires construits, y compris les yachts, les canots à vapeur, les barques de pêche, les remorqueurs, les chalands, etc.

C'est pourquoi ces statistiques ne suffisent pas pour donner une idée des effets de la loi sur la marine marchande. Nous croyons donc devoir les compléter par un aperçu des principaux navires construits de 1886 à 1894 inclusivement.

En 1886, les trois plus grands navires sont des trois-mâts-barques d'une jauge nette collective de 2618^{tx}, le plus grand jaugeant 1121^{tx} nets. Comme vapeurs, il n'y a eu que 14 remorqueurs jaugeant ensemble 90^{tx}.

En 1887, le plus grand navire construit a été un voilier de $\frac{222^{tx} \text{ bruts}}{215^{tx} \text{ nets}}$.

En 1888, le navire le plus important a été le vapeur en fer *Paolo Boselli*, de $\frac{663^{tx} \text{ br.}}{418^{tx} \text{ n.}}$.

En 1889, les plus grands ont été les voiliers en acier *Caterina Accame*, de $\frac{1750^{tx} \text{ br.}}{1711^{tx} \text{ n.}}$ et *Cavaliere Ciampa*, de $\frac{1780^{tx} \text{ br.}}{1709^{tx} \text{ n.}}$.

En 1890, il y a eu 6 grands voiliers en acier : *Francesco Ciampa*, de $\frac{1778^{tx} \text{ br.}}{1699^{tx} \text{ n.}}$;

Salvatore Ciampa, de $\frac{1780}{1693}$; *Garibaldi*, de $\frac{1400}{1348}$; *Margherita*, de $\frac{1171}{1124}$;

E. Raggio, de $\frac{2133}{2095}$ et *C. Raggio*, de $\frac{2088}{2060}$; ainsi que les trois-mâts en bois *Aurelia*, de 1078^{tx} nets, *Paola Madre*, de 1038^{tx} et *Francesco*, de 1083^{tx} nets.

En 1891, l'année où la construction a été la plus florissante, les principaux navires lancés ont été les suivants :

1^o Vapeurs *Giulio Cesare* (1), $\frac{2973^{tx} \text{ br.}}{2228^{tx} \text{ n.}}$ et *Michele Lazzaroni*, de $\frac{2964^{tx} \text{ br.}}{2204^{tx} \text{ n.}}$;

2^o Voiliers *Avanti Savoia*, de $\frac{1441^{tx} \text{ br.}}{1383^{tx} \text{ n.}}$; *Saturnina Fanny*, de $\frac{1568^{tx}}{1535^{tx}}$;

(1) Ce vapeur se nomme aujourd'hui *Maranhao*.

Oriente, de $\frac{1464^{1x}}{1435^{1x}}$; *Battinin Accame*, de $\frac{1106^{1x}}{1087^{1x}}$; *Antioco Accame*, de $\frac{1106^{1x}}{1087^{1x}}$,
Beppe Accame, de $\frac{1104^{1x}}{1083^{1x}}$; *Oropa*, de $\frac{878^{1x}}{856^{1x}}$; *Colombo*, de $\frac{943^{1x}}{922^{1x}}$; *Oromaso*, de
 $\frac{760^{1x}}{742^{1x}}$ et *Bechere*, de $\frac{719^{1x}}{703^{1x}}$.

En 1892, le total des constructions diminue sensiblement, mais il y a encore
plusieurs navires assez importants, entre autres le vapeur *Re Umberto*, de
 $\frac{2967^{1x} \text{ br.}}{2195^{1x} \text{ n.}}$ et de 1350^{ch} indiqués; les voiliers en acier *Cavaliere Luigi D.*, de
 $\frac{857^{1x}}{823^{1x}}$; *Giuseppe*, de $\frac{1191^{1x}}{1170^{1x}}$; *Gio Batta Beverino*, de $\frac{1188^{1x}}{1167^{1x}}$; les voiliers en bois,
Fede L., de $\frac{1091^{1x}}{1070^{1x}}$; *Battistina Razeto*, de $\frac{1154^{1x}}{1142^{1x}}$ et *Lazzaro*, de $\frac{1261^{1x}}{1246^{1x}}$.

En 1893, la diminution s'accroît et les principaux navires sont : le vapeur
en acier *Sarita*, de $\frac{696^{1x} \text{ br.}}{438^{1x} \text{ n.}}$; les voiliers en acier *S. Domenico*, de $\frac{1120^{1x} \text{ br.}}{1102^{1x} \text{ n.}}$
et *Maria*, de $\frac{963}{938}$; les voiliers en bois *Speranza L.*, de $\frac{1050^{1x}}{1030^{1x}}$; *Carita L.*, de
 $\frac{890^{1x}}{874^{1x}}$; *Fratelli Penco*, de $\frac{1111^{1x}}{1093^{1x}}$ et *Caterina Bianchi*, de $\frac{832^{1x}}{812^{1x}}$.

Ainsi donc, pendant les huit années que nous venons de considérer, les
chantiers italiens n'ont livré que 3 vapeurs de 2900^{tx} à 3000^{tx} de jauge brute,
2 vapeurs de 600^{tx} à 700^{tx} bruts et 35 voiliers ayant une jauge nette supé-
rieure à 700^{tx}.

L'art. 11 de la loi italienne accordant le droit à la prime de navigation aux
navires immatriculés avant la fin de 1886, nous mentionnerons seulement les
navires italianisés du 1^{er} janvier 1887 au 31 décembre 1893 :

Années.	De construction italienne.				De construction étrangère.			
	Voiliers.		Vapeurs.		Voiliers.		Vapeurs.	
	Navires et bateaux.	Tonnage net.	Navires et bateaux.	Tonnage net.	Navires. net.	Tonnage	Navires. net.	Tonnage
1887....	158	5350	3	56	16	4576	16	19613
1888....	164	4521	8	685	15	2733	19	17775
1889....	200	8699	9	582	20	4662	13	11987
1890....	251	25538	1	222	32	6669	10	8020
1891....	278	20022	9	5198	37	6236	16	11246
1892....	273	15362	9	2762	20	7426	9	4104
1893....	254	14625	5	594	20	3000	16	8440
Totaux.	1578	94117	45	10099	160	35302	99	81185

Le total du tonnage de construction italienne (y compris les barques de
pêche, remorqueurs, chalands, etc.) est donc de 104 216^{tx} et celui de construc-
tion étrangère de 116 487^{tx} nets du 1^{er} janvier 1887 au 31 décembre 1893. En
ne considérant que les vapeurs, on voit que le tonnage de ceux de provenance
étrangère est plus de huit fois supérieur à celui de ceux construits en Italie.

Voici maintenant le relevé des primes payées pour les constructions et les réparations :

Constructions.	1886.	1887.	1888.	1889.	1890.	1891.	1892.	1893.
Coques en bois..	69075 ^{fr}	83895,00 ^{fr}	79823,90 ^{fr}	90985,00 ^{fr}	272805,00 ^{fr}	265772,00 ^{fr}	202740,50 ^{fr}	198957,50 ^{fr}
Coques en fer et acier.....	13650	10200,00	112729,00	265009,50	673948,50	1973373,10	732417,50	497687,50
Machines.....	2080	9399,47	36353,16	26568,25	24317,90	357800,11	144775,09	123629,19
Chaudières.....	26041	11198,01	18172,94	48017,69	39272,76	242650,91	102958,25	96424,16
Appareils auxi- liaires.....	»	»	3460,16	3853,39	61,194,22	114068,85	67180,33	42534,63
Total.....	110846	114692,48	250539,16	434433,83	1071538,38	2953665,47	1250071,67	959232,98

Réparations.	1886.	1887.	1888.	1889.	1890.	1891.	1892.	1893.
Coques.....	94406	111817,15	164376,50	153238,08	166615,51	160485,87	187583,76	179546,53
Machines.....	41042	16797,92	24727,60	37718,78	38508,05	63783,24	49616,14	49318,25
Chaudières.....	15427	51651,62	90093,44	122317,08	100418,28	58352,13	92487,38	60967,80
Total.....	150875	180266,62	279197,58	313273,94	305541,84	282621,24	329687,28	289832,58

L'art. 8 qui accorde une prime de 1^{re} par tonneau transporté pour l'importation du charbon dans les ports italiens n'a pas donné des résultats bien brillants, comme on le voit par le Tableau suivant :

	1886.	1887.	1888.	1889.
Vapeurs.....	17	11(15721 ^{ix})	8(12098)	4(6296 ^{ix})
Voiliers.....	147	107(58956 ^{ix})	99(53511 ^{ix})	37(17955 ^{ix})
Primes payées.....	138177 ^{fr} , 31	173288 ^{fr} 80	162473 ^{fr} , 75	48713 ^{fr} , 04

	1890.	1891.	1892.	1893.
Vapeurs.....	8(13372 ^{ix})	10(16160 ^{ix})	12(20379 ^{ix})	4(6889 ^{ix})
Voiliers.....	49(27147 ^{ix})	77(46766 ^{ix})	60(36650 ^{ix})	62(40191 ^{ix})
Primes payées.....	102509 ^{fr} , 08	124841 ^{fr} , 58	167587 ^{fr} , 60	92781 ^{fr} , 22

Les primes de navigation se répartissent de la façon suivante :

VAPEURS.						Moyennes des milles parcourus par navire.
Années.	Nombre de navires.	Tonnage net.	Nombre de voyages.	Milles parcourus.	Primes gagnées.	
1886.....	33	58448	129	691237	883444,62 ^{rs}	28800
1887.....	32	59756	162	901358	1123904,15	24167
1888.....	29	55084	151	852337	1066598,75	29390
1889.....	28	58887	169	971250	1232826,06	35970
1890.....	24	46129	116	596873	736112,25	24869
1891.....	23	44739	113	597468	735730,64	25981
1892.....	23	39436	109	592220	692967,12	25966
1893.....	20	32554	87	480537	556652,94	24021

VOILIERS.

Années.	Nombre de navires.	Tonnage net.	Nombre de voyages.	Milles parcourus.	Primes gagnées.	Moyennes des milles parcourus par navire.
1886.....	493		1016	5 706 615	2 495 515,41	11 575
1887.....	442	267 698	945	5 466 108	2 407 259,53	12 366
1888.....	362	237 198	800	4 962 178	2 263 909,57	13 707
1889.....	313	203 587	729	4 502 142	2 036 879,28	14 308
1890.....	299	184 437	578	3 312 746	1 518 267,62	13 010
1891.....	254	167 172	422	2 657 246	1 319 183,14	11 899
1892.....	197	132 412	350	2 249 108	1 215 642,60	13 883
1893.....	137	112 232	298	1 942 420	1 121 465,93	14 178

Ces Tableaux démontrent que le nombre des vapeurs appelés à bénéficier de la prime diminue chaque année, de même que celui des navires à voiles. Pour ceux-ci, il n'y aurait rien d'extraordinaire, puisque, dans toutes les marines, le nombre des voiliers diminue alors que celui des vapeurs augmente; mais, dans les deux cas, cela prouve que les effets de la loi sont loin d'être aussi satisfaisants qu'on l'avait espéré en 1885. Et cependant le mouvement maritime ne diminue pas, ainsi que le prouve le Tableau suivant, qui donne les sommes perçues par le gouvernement italien à titre de droits d'ancrage et de taxes maritimes :

	Montant des taxes.		Montant des taxes.
1883.....	4 004 403,74 ^{fr}	1890.....	5 309 246,94 ^{fr}
1886.....	4 689 991,85	1891.....	5 021 091,94
1887.....	5 133 483,32	1892.....	5 087 325,77
1888.....	5 164 110,82	1893.....	5 349 610,25
1889.....	5 144 268,57		

Si les résultats obtenus sont si médiocres, nous croyons que la cause doit en être attribuée :

1° A l'excès de protection qui ne fait bénéficier de la prime que les navires construits en Italie;

2° A l'insuffisance de ces primes.

Nous avons vu plus haut que le tonnage des vapeurs de provenance étrangères était huit fois supérieur à celui des vapeurs de construction italienne, ce qui prouve que l'armateur trouve encore son avantage à se procurer des navires à l'étranger, malgré la perte de la prime à la navigation qui en est la conséquence.

Voici, du reste, un Tableau indiquant la provenance des navires composant la flotte commerciale à vapeur italienne au 31 décembre 1893.

Vapeurs.	Tonnage brut.	Tonnage net.	Provenance.	Observations.
211	288 651 ^{ix}	181 033 ^{ix}	Anglaise.	Sur 327 vapeurs, 17 représentant
86	28 090	17 688	Italienne.	7669 ^{ix} ont été construits avant 1861;
13	5 022	3 038	Française.	232, de 1861 à 1885, et 78 représen-
9	1 101	590	Austro-hongroise.	tant 40 601 ^{ix} depuis le 1 ^{er} janvier
4	1 615	4 316	Allemande.	1886. Parmi ces derniers, il y en a
2	1 361	886	Hollandaise.	51 (10 213 ^{ix}) construits en Italie et
1	559	454	Suédoise.	27 (29 886 ^{ix}) construits à l'étranger.
1	53	8	Roumaine.	
327	326 452	208 193		

Parmi les grands vapeurs construits en Angleterre, nous citerons ceux de la Cie *Italo-Britannica*, qui sont : le *Carlo-Pserio*, de 2155^{ix} bruts; le *Francesco-Crispi*, de 2580^{ix}; le *Principe di Napoli*, de 2100^{ix}; le *Ruggiero-Settimo*, de 2115^{ix}, et le *Silvio-Spaventa*, de 2578^{ix} bruts, tous les cinq construits en 1891 et 1892. Cette Compagnie, malgré les subventions locales, n'a pas réussi, et ses navires ont été successivement vendus en Angleterre.

Notre nouvelle loi du 30 janvier 1893, sur la marine marchande, pourrait bien ne pas donner, relativement, de meilleurs résultats que la loi italienne à cause de la suppression de toute compensation aux navires de provenance étrangère. L'article 5 de notre loi spécifiant que la prime de navigation est accordée à titre de compensation des charges imposées à la marine marchande pour le recrutement et le service de la marine militaire, était-il juste de priver de toute espèce de compensation le navire de provenance étrangère qui a les mêmes charges que celui construit dans nos chantiers nationaux? Cependant, nos primes sont sensiblement plus élevées; de plus, nous avons un très grand avantage, celui d'assurer dix années de prime à tout navire construit en France pendant tout le temps que la loi demeurera en vigueur, c'est-à-dire jusqu'au 30 janvier 1903.

Si la loi italienne avait assuré la même faveur, la valeur des constructions navales italiennes ne serait certainement pas tombée de 10 569 582^{fr}, en 1891, à 4 473 590^{fr} en 1893. Il est vrai que nous avons mis à profit l'expérience acquise par notre première loi du 29 janvier 1881 sur la marine marchande, expérience que nos voisins n'avaient pas encore en 1885, quand leur loi a été votée.

Comme le disait M. Siegfried, dans la séance du Sénat du 26 janvier 1893, « l'industrie spéciale de la navigation échappe aux mesures de protection ordinaires, puisqu'elle est obligée de lutter sur ce terrain neutre qu'on appelle la mer. C'est pourquoi il faut, avant tout, lui fournir la matière première, c'est-à-dire le navire, dans les meilleures conditions possibles ». Nous en

DE L'UTILITÉ DU SCAPHANDRE

A BORD DES NAVIRES LONG-COURRIERS,

PAR M. M. DIBOS,

Ingénieur.

Quoique les armements généraux des navires aient progressé considérablement au point de vue de l'emport des impedimenta reconnus de première nécessité pour assurer, le mieux possible, partie de la sécurité des bâtiments naviguant au long cours, il m'a paru convenable encore de réagir contre les préventions existantes chez nombre d'armateurs, relativement à de prétendues difficultés pour l'emploi, à bord, des appareils plongeurs.

Il semble que la visite d'un scaphandrier le long d'une carène de bâtiment constitue un travail compliqué, difficile, voire même dangereux! Malheureusement, ces idées, absolument fausses, ne sont encore que trop répandues.

Cet état de choses est fâcheux et préjudiciable au plus haut degré à l'augmentation des chances de sécurité des navires, quand on examine les services importants que peuvent rendre les scaphandriers dans de nombreux cas de fortunes de mer, surtout pour les bâtiments à vapeur.

Si l'on voulait bien se rendre un compte précis de la valeur du concours des appareils plongeurs et de leurs facilités d'action, il n'y aurait pas un navire à vapeur de quelque importance qui n'en soit muni.

Les vaisseaux de la marine de l'État en possèdent à peu près tous. Il serait à souhaiter que tous les paquebots partant pour l'Australie, les Indes, l'Amérique et l'Afrique notamment, en soient tous uniformément dotés.

La construction en bois tend chaque jour à diminuer. Les coques, même celles de certains voiliers, sont constituées pour la plupart en métal et les steamers croissent en nombre au détriment de la vieille marine à voiles. Combien sont multiples les causes d'avaries, de retard, même de perte totale du navire, pouvant tenir à l'impossibilité dans laquelle on se trouve, faute d'un appareil approprié, à remédier immédiatement à un accident survenu à un des organes placés sous la flottaison ou dans les œuvres vives?

De l'examen auquel je me suis livré des différentes circonstances où l'intervention du scaphandre a été d'une importance capitale, je citerai les suivantes, qui se présentent le plus souvent :

- 1° Visite d'une ancre engagée;
- 2° Enlèvement de corps étrangers (morceaux de bois, paquets d'herbes, détritits), engagés dans les aubes ou l'hélice;
- 3° Inspection minutieuse dans un port de relâche ou d'escale ne possédant ni cale de halage, ni bassin de radoub, ni gril;
- 4° Facilité de réparation provisoire *ad hoc* permettant d'atteindre le lieu de destination;
- 5° Dégagement des prises d'eau de la machine, obstruées accidentellement;
- 6° Pour aveugler une voie d'eau produite : par abordage, par rupture de boulons ou de rivets, entrebâillement de deux plaques ou disjonction de vi-rures, le navire ayant talonné en route;
- 7° Reconnaissance de la situation du navire à l'échouage.

Pour envoyer l'homme revêtu du scaphandre, le long de la carène, on passe par l'avant une corde faisant retour des deux bords, et que l'on fait glisser sous l'étrave, en la promenant sous la coque de manière à ceinturer le navire à l'aplomb du point à visiter.

Cette corde sert de guide au plongeur qu'on descend lui-même assis sur un nœud de chaise terminant un grelin éloigné du bord. Cela est-il donc si périlleux ?

En ce qui concerne l'instruction et l'habitude des hommes de l'équipage, choisis parmi des sujets de sang-froid et de sobriété reconnus, pouvant être appelés à se servir du scaphandre, quelques jours suffisent amplement à leur donner une complète aisance de travail et de maintien.

J'ai pensé bien faire en attirant l'attention des Membres éminents de l'Association Technique Maritime sur cette lacune des armements actuels de la majorité des navires de commerce.

Puisse cette Note émouvoir les armateurs intéressés et les décider à un léger sacrifice dont ils seront les premiers à récupérer les très importants bénéfices, en évitant, dans la mesure du possible, des catastrophes trop souvent irréparables.



APERÇU DE LA MÉTHODE HORTA
POUR LE
JAUGEAGE DES FLEUVES ET ESTUAIRES MARITIMES
AU MOYEN DE
FLOTTEURS AMARRÉS,

PAR M. MAURICE DIBOS,
Ingénieur.

M. Horta, Ingénieur de la marine à Anvers, prématurément décédé, s'était préoccupé de l'application de la bouée-espar ou bouée à glace au jaugeage des fleuves et des estuaires maritimes.

Reprenant les premiers travaux de cet éminent technicien, il nous a paru intéressant, en les développant quelque peu, de les faire connaître, en raison des avantages qui peuvent en ressortir au point de vue hydrographique.

Dans une Note insérée, l'année dernière, au *Bulletin* de notre Association, nous avons préconisé, en le décrivant très succinctement, ce système de bouée pour les balisages des estuaires maritimes et des fleuves susceptibles de charrier des glaces pendant la saison rigoureuse ⁽¹⁾.

Étant donnée la forme générale des bouées usitées dans les ports septentrionaux d'Europe, il est à remarquer que ces flotteurs évasés dérivent en hiver au charriage des glaçons, et donnent ainsi de trompeuses indications aux navigateurs sur la situation des chenaux.

L'entraînement de l'amer s'explique par la grande résistance qu'opposent ses formes pleines tronconiques aux glaçons. D'ailleurs, même en temps normal, les bouées ordinaires disparaissent souvent complètement sous l'eau par l'effet du courant. Pour ces deux causes, il en résulte des effets identiques :

Où la bouée est soulevée avec son corps mort et transportée au loin, chassant ainsi, et dérivant ;

(1) Note sur les travaux de déglacage dans les estuaires fluviaux et maritimes.

Ou bien l'orin se rompt sous l'action du choc, lorsque le corps mort trop profondément encastré dans le sable, ou enlisé dans la vase, demeure fixé au fond.

Prenant, comme exemple de démonstration, les bouées ordinaires du port d'Anvers, bouées du type généralement employé aussi dans la plupart des ports français et à l'étranger : M. l'Ingénieur Horta dit que leur cube complet est de 700^{lit}, qu'elles pèsent 290^{kg}, avec 10^m de chaîne et qu'il suffit d'un effort de traction de 400^{kg} sur l'orin pour les noyer totalement en temps normal.

On voit que, *a fortiori* en hiver, lorsque ces bouées sont couchées et submergées par les glaçons amenés par le flot ou emportés par le jusant, le navigateur ne peut plus distinguer ces précieux indicateurs de la route à tenir.

Forcément la navigation devient des plus précaires dans ces conditions, les amers fixes, non flottants, étant insuffisants à repérer le chenal et indiquer les emplacements des hauts fonds à éviter. Pour peu que l'intensité du froid augmente de quelques degrés, les intérêts généraux de la Marine et du Commerce sont gravement lésés par la suspension des mouvements des ports, quoique ces derniers ne soient cependant pas bloqués dans l'acception complète du mot.

On sait que les fleuves et estuaires de l'Amérique sont souvent encombrés par d'énormes quantités de glaces; cet état de choses a attiré, depuis de longues années, l'attention soutenue de l'*U. S. Light house board*, qui, d'après des essais parfaitement concluants, a adopté, il y a déjà longtemps, un type de bouée d'hiver fort ingénieux, quoique des plus simples : c'est la bouée-espar.

Les dimensions officielles de cet espar sont de cinquante pieds de longueur, dont les diamètres sont au fort 21" et aux abouts 10" et 7", ayant sensiblement la forme d'une basse vergue de grand navire.

Si l'on abandonnait cet espar à lui-même, il est évident qu'il flotterait à plat. Pour redresser l'espar, on le leste d'un contre-poids fixé à une extrémité; ainsi équilibré, l'engin flotte debout et émerge de 7^m environ. Pour maintenir ce système à l'emplacement choisi, un orin l'amarre à un corps mort ou à une pierre d'ancrage.

Émergeant ainsi à la surface des eaux, ce mât est dans les meilleures conditions de visibilité; c'est ainsi que, par temps clair, on l'aperçoit de plusieurs kilomètres. C'est donc un excellent repère de jour.

Il est à noter que la mobilité de ce flotteur sur le liquide est très grande, car il n'a aucune stabilité de forme, il s'incline facilement et disparaît sous le glaçon qui vient le heurter, et reparait rapidement, grâce à sa forte stabilité de poids, et aussitôt que le champ de glace est passé.

On voit que le soulèvement de ce flotteur, et, par suite, sa dérive, n'est pas possible, car les formes cylindro-elliptiques de cet espar n'opposent aucune résistance au glissement des glaçons qui l'atteignent.

Sous l'action des courants, il est à remarquer que ces flotteurs s'inclinent et s'immergent en partie. Cette position prise par le flotteur ne constitue pas un inconvénient sensible; il est facile d'y remédier, dit M. Horta, en clouant au sommet de l'espar, un guidon rectangulaire en cuir flexible, lequel augmenterait leur visibilité. D'ailleurs, même incliné sous un angle aigu, le sommet de l'espar dépassera toujours de plusieurs mètres la surface de l'eau.

On objectera peut-être que toute bouée doit rester constamment visible et qu'on ne peut admettre, même pour une durée quelconque, qu'elle disparaisse à un moment donné sous la glace. Mais il est à remarquer que le navigateur aperçoit plusieurs bouées simultanément.

D'ailleurs, l'étendue des glaçons n'est pas assez considérable en général pour pouvoir faire disparaître à la fois un grand nombre de ces indicateurs. Pour obvier à cet inconvénient, il suffirait, d'ailleurs, de rapprocher suffisamment les espars; de cette façon, il en resterait toujours une quantité émergée suffisante pour que le chenal ou la route fussent toujours effectivement tracés.

Ces engins américains sont donc des plus pratiques à préconiser au lieu des types de bouées ordinaires actuellement usités dans les ports d'Europe.

A l'approche de la saison rigoureuse, l'*U. S. Light house board* fait relever et rentrer les bouées tronconiques ordinaires existantes, et les fait remplacer par des bouées-espars.

L'*U. S. Light house board* a créé trois grandeurs d'ice-buoy :

Première classe. — Mesurant 35 à 50 pieds, et ayant un diamètre au fort de 17' à 21';

Deuxième classe. — Mesurant 25 à 35 pieds, et ayant un diamètre de 12' à 15';

Troisième classe. — Mesurant 20' à 25' de long avec 10' à 12' de diamètre.

Depuis quelque temps, on abandonne la construction en bois et l'on fait des espars en tôle. Il est probable qu'aujourd'hui les études relatives à leur éclairage électrique ont été menées à bien, et que ces flotteurs sont rendus lumineux la nuit.

Grâce à cette application de balisage constant les ports d'Amérique ne connaissent pas le blocus du fait du charriage des glaces, ce qui est déjà un progrès très sensible.

M. l'Ingénieur Horta, pour ses expériences dans l'Escaut, avait fait mouiller seize bouées-espars, modèle de première classe de l'*U. S. Light house*.

Voici, d'après les études faites, comment se comportent ces flotteurs sous l'action des courants.

L'espar qui a été plus spécialement étudié était construit en sapin, et d'une longueur totale de 15^m (*fig. 1*);

Les diamètres étaient 0,57 au fort et 0^m,14 et 0^m,22 aux extrémités;

Son poids, étrier d'attache compris, était de 1328^{kg};

Son lest était formé d'une sphère pleine en fonte pesant 482^{kg}, fixée non à

l'espar, mais à un élément métallique articulé pouvant prendre différentes positions dans le prolongement de l'effort de l'orin.

Fig. 1.

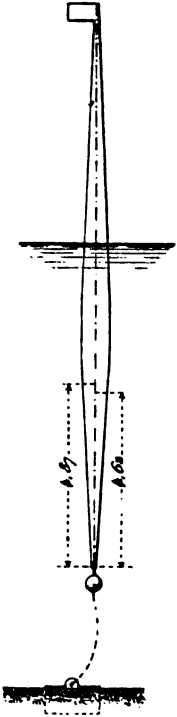


Fig. 2.

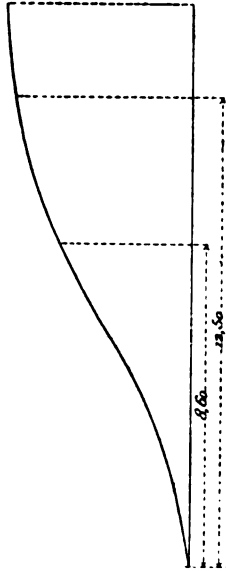
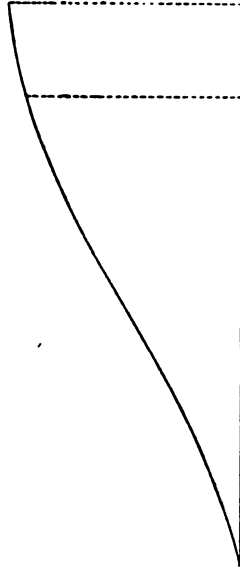


Fig. 3.



L'immersion de l'espar étant de 8^m,60 au déplacement de 1^m^c,810.

Verticalement placé, l'espar émergerait de 6^m,40 (1).

Il y a lieu d'examiner quelle est la stabilité du flotteur de ce type (fig. 2 et 3).

Le rayon métacentrique

$$r = \frac{I}{V} = \frac{\frac{1}{64} \pi d^4}{V} = 0 \quad \text{pour} \quad \begin{cases} d = 0^{\text{m}},53, \\ V = 1^{\text{m}^3},810; \end{cases}$$

le métacentre coïncidant avec le centre de carène, la stabilité de forme est nulle.

Le couple de stabilité

$$P(r + a) \sin \theta$$

se réduit ainsi à

$$Pa - \sin \theta$$

(1) Avec du bois moins absorbant, ou mieux du fer, on obtiendrait facilement près de 8^m d'émersion.

et calcul fait :

$$\alpha = 0^{\text{m}}, 25;$$

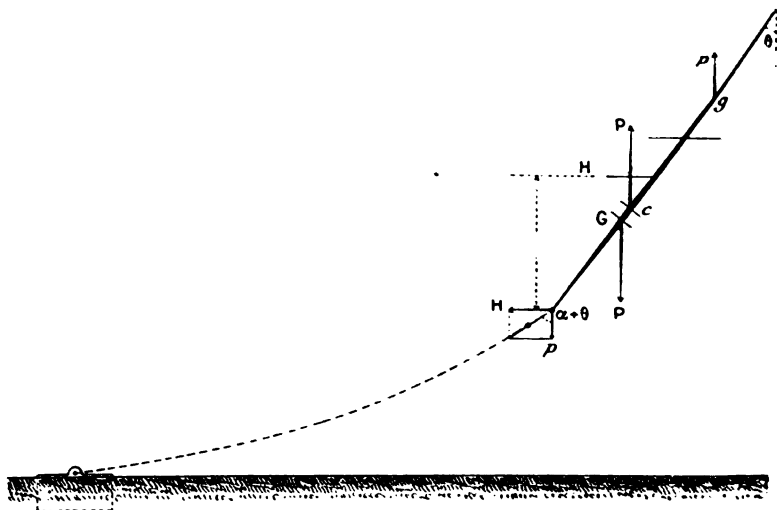
distance entre le centre de gravité et de carène suivant l'inclinaison θ , dénotant une grande stabilité de poids.

On admettra ensuite cet espar placé dans un courant horizontal H.

A la vitesse maximum du courant H, l'espar s'immerge jusqu'à la flottaison $12^{\text{m}}, 50$, correspondant à un déplacement de $2^{\text{m}}, 410$; et l'inclinaison obtenue, d'après relevé des coordonnées du sommet au moyen du fil à plomb, est $\theta = 36^{\circ}, 9$.

Remplaçons l'effort de l'orin par deux composantes (fig. 4).

Fig. 4.



L'une verticale vaut $p = 600^{\text{kg}}$, ou la différence entre les déplacements aux immersions $12^{\text{m}}, 50$ et $8^{\text{m}}, 60$.

L'autre $H = p \tan(\theta + \alpha)$, car, on l'a vu, l'orin n'est pas fixé à l'espar, mais à l'élément articulé portant le contre-poids.

On peut trouver avec une approximation suffisante la valeur de α .

Égalons le couple de stabilité au couple d'inclinaison du flotteur.

Les forces en jeu sont $P = 1810^{\text{kg}}$ appliquées au centre de gravité G du flotteur, la poussée supplémentaire $p = 600^{\text{kg}}$ appliquée sensiblement au milieu de la tranche immergée. D'où

$$(Pa + pa') \sin \theta = HL;$$

comme

$$\alpha' = 10^{\text{m}}, 70 \text{ environ,}$$

$$\alpha = 0^{\text{m}}, 25,$$

$$\theta = 36^{\circ}, 9,$$

on trouve

$$HL = 4,123$$

pour moment du couple d'inclinaison.

Si l'on admet que les vitesses varient selon la loi parabolique, on aura sensiblement

$$L = 5^m,14;$$

par suite, l'effet du courant,

$$H = 800^{\text{kg}},$$

ce qui conduirait à $(\alpha + \theta) = 53^\circ$ environ, ou

$$\alpha = 16^\circ.$$

On pourrait éviter facilement l'incertitude relative à α en amarrant l'orin à l'espar même et en supprimant l'élément articulé.

Dans ce dernier cas envisagé, la résultante H et p serait alors divisée suivant l'axe longitudinal du flotteur.

La connaissance de H permet de calculer la vitesse moyenne du liquide sur la verticale de 10^m de profondeur.

En effet, la résistance du flotteur peut s'exprimer par

$$K \frac{\pi}{g} \omega u^2 = H.$$

Pour des vitesses ne dépassant pas 1^m à la seconde (¹), on peut admettre $K = 1,5$; comme

$$H = 800^{\text{kg}},$$

$$\omega = 6^{\text{m}^2},$$

on en déduit

$$u = 0^m,93,$$

et la vitesse moyenne par minute $55^m,80$.

Ceci posé, et d'après la pensée de M. Horta à laquelle nous nous associons, on peut tirer une conséquence intéressante du procédé que l'on vient de décrire, et en faire une utile application à l'étude du régime des cours d'eau en général.

Si l'on fixe directement l'orin à l'espar et en relevant l'inclinaison de ce dernier, on pourra trouver u si la flottaison est connue, et p résulte de l'échelle de déplacement et α du graphique des sections immergées.

Il nous paraît parfaitement possible de construire un instrument (²) pour enregistrer les angles d'inclinaisons et les flottaisons; cet appareil consisterait en un petit flotteur qui, se déplaçant dans un tuyau installé à l'intérieur de la bouée et débouchant dans le voisinage de la flottaison droite, en mar-

(¹) Vitesse de l'*Escaut*.

(²) Genre des marégraphes.

querait les niveaux successifs sur un rouleau mû par un mouvement d'horlogerie, pendant qu'un pendule formé d'une aiguille lestée donnerait en même temps les valeurs de θ .

On obtiendrait ainsi à chaque instant la vitesse moyenne des courants sur de très grandes profondeurs.

Pour pouvoir déterminer le débit du fleuve, on mouilleraient plusieurs espars dans un profil transversal du cours d'eau.

On comprend que dans une section d'un fleuve balisé avec 100 ou 150 flotteurs de ce genre, on arriverait sûrement à étudier, en une fois, tout le régime du fleuve, suivre pas à pas les changements que subit le volume d'eau qui s'engouffre dans ledit fleuve pendant tout un flot, et en déduire l'influence exercée sur la propagation de la vague-marée par les coudes, les hauts fonds et tous les accidents du lit, comme aussi estimer leur importance et trouver dans quel sens il y a lieu de les modifier.

Par des procédés ordinaires, l'étude de cet important problème serait évidemment très coûteuse. En employant la méthode décrite enregistrant les flottaisons par les bouées espars, il est évident que toute la dépense se réduirait à l'achat des flotteurs.

Nous ne croyons pas que le jaugeage des fleuves par *flotteurs amarrés* ait été indiqué avant M. Horta.

De par nos fonctions, nous avons été appelé il y a quelques semaines et en raison de nos voyages antérieurs sur le Danube, à étudier le régime de ce fleuve depuis les Portes-de-Fer jusqu'à la mer, y compris les trois bras de Kilia, de Sulina et de Saint-Georges.

Nous estimons notamment que ces bouées-espars pourraient probablement être utilisées avec quelque succès dans les travaux de balisage dirigés par la Commission européenne et renseigneraient efficacement quant au jaugeage du fleuve, principalement dans la partie comprise entre Braila et la mer (bras de Sulina).



APPLICATION DE LA BOUÉE-ESPAR

AU

JAUGEAGE DES COURS D'EAU,

PAR M. A. LECOINTE,

Ingénieur en chef de la Marine belge.

Avant de démontrer que l'innovation préconisée par M. Horta ne peut conduire à aucun résultat pratique, je présenterai quelques remarques relatives au raisonnement sur lequel il fonde l'application de son idée.

L'étude de l'équilibre de la bouée-espar mouillée dans un courant l'a conduit à deux équations parfaitement exactes :

$$(1) \quad H = p \tan(\theta + \alpha),$$

$$(2) \quad HL = (Pa + pa') \sin \theta.$$

La première, qui est d'une simplicité séduisante, se rapproche de l'équation connue du pendule hydrométrique $H = p \tan \theta$. Seulement elle renferme un paramètre gênant, l'angle α . L'inventeur, croyant pouvoir attribuer uniquement l'existence de cet angle au mode d'attache de l'orin, le fait disparaître d'un coup de plume en *fixant cet orin directement à l'espar*.

Ici, M. Horta se trompe absolument; s'il veut bien combiner les quatre forces H , P_G , P_C et p_g , il pourra se convaincre que le point d'application de leur résultante n'est sur l'axe de la bouée que lorsque cette dernière est verticale et cela quel que soit le mode d'attache de l'orin ⁽¹⁾. La tangente à l'orin au point O ne coïncide donc avec l'axe de la bouée que s'il n'y a pas de courant. Seulement, dans le cas du lest soulevé par l'orin, l'équation (1) prend la forme $H = p \tan(\theta + \alpha' + \alpha'')^{(2)}$, et dans celui du lest placé dans la bouée l'équation est $H = p \tan(\theta + \alpha)$.

⁽¹⁾ La démonstration en sera communiquée ultérieurement par M. Pierrard, ingénieur de la Marine belge.

⁽²⁾ α' étant l'inclinaison de l'axe du contrepoids sur l'axe de la bouée et α'' l'angle que forme l'axe du contrepoids avec la tangente extrême à la chaînette de l'orin.

Reconnaissant l'incertitude relative qui accompagne la détermination de l'angle α , M. Horta recourt immédiatement à l'équation (2). Seulement il y rencontre aussi un paramètre douteux : le point d'application exact de H lui échappe. Cette difficulté n'arrête pas l'auteur, il utilise la loi parabolique des vitesses de l'eau dans les canaux découverts et trouve 5^m,14 pour la valeur de L. Comment arrive-t-il à ce résultat alors que les paramètres de la parabole sont précisément les vitesses à la surface et au fond, éléments qui sont inconnus?

Ainsi qu'il est aisé de l'établir mathématiquement, l'hypothèse faite ne peut conduire qu'à donner à L des valeurs comprises entre la moitié ⁽¹⁾ et les $\frac{2}{3}$ ⁽²⁾ de l'immersion, soit ici entre 5^m et 6^m,25. Les valeurs obtenues pour u ne seront donc exactes que dans le rapport de 1 à $\sqrt{\frac{6,25}{5,00}}$, soit de 1 à 1,12.

Du reste, la loi parabolique qui a été établie pour les rivières dont la vitesse est uniquement due à l'inclinaison de leur lit n'est probablement pas applicable du tout aux fleuves à marées où la vitesse du fluide n'est pas seulement le résultat de la pente de l'axe hydraulique, mais où elle est aussi due à une sorte de refoulement provoqué par les marées.

L'analyse théorique de la Notice de M. Horta m'amène à l'examen de la valeur qu'il attribue au coefficient K de la formule

$$(3) \quad H = K \frac{\pi}{g} \omega u^2.$$

Cette valeur, qu'il admet égale à 1,5, est *erronée*, car les expériences de Dubuat ont prouvé pratiquement que, pour un plan mince noyé dans un courant,

$$H = 1,86 \frac{\pi}{2g} \omega u^2,$$

ou en adoptant la formule de M. Horta

$$H = 0,93 \frac{\pi}{g} \omega u^2.$$

Admettre pour K la valeur 1,5, s'il s'agit d'une bouée, correspond donc à faire une erreur du simple au double pour H et, par conséquent, une erreur de 1 à $\sqrt{2}$ pour u .

Je ne comprends du reste pas comment M. Horta ne s'est pas aperçu de sa méprise lorsque, après avoir annoncé (p. 238) qu'il faisait ses expériences

(¹) Cas où la vitesse du courant au niveau est la même que celle de l'eau au bas de la bouée.

(²) Cas où la seconde vitesse est nulle.

., dans les conditions d'un courant maximum (de près de 3 nœuds par conséquent, p. 236), il ne trouve que 1,8 nœud pour résultat (p. 239).

Il existe enfin une seconde et importante erreur dans la formule (3), laquelle doit être en réalité

$$(3') \quad H = K \frac{\pi}{2g} \omega \cos \theta u^2,$$

car ω , étant évaluée par M. Horta à 6^m, représente le profil immergé de la bouée; or, ce n'est pas ce profil qui doit entrer dans la formule de résistance, mais bien sa projection sur un plan perpendiculaire au courant.

En admettant un instant comme exacte la valeur de $H = 800k$ trouvée par M. Horta, u aurait donc dû être tiré de la formule approximative

$$H = 1,24 \frac{\pi}{2g} \omega \cos \theta u^2,$$

soit $u = 1^m,62 = 3,2$ nœuds environ.

A ce qui précède M. Horta répondra que ses formules peuvent être amendées et qu'il admet parfaitement pour le coefficient K un autre chiffre que le sien, que le tout est de déterminer K par l'expérience. Malheureusement, des essais faits dans l'Escaut par M. l'ingénieur Pierrard de la Marine belge ont prouvé que les valeurs de K peuvent osciller, pour une même bouée, entre des limites variant du simple au double, et cela par suite de circonstances multiples étrangères au courant. Quelle valeur pratique peut-on dès lors reconnaître à la formule $H = K \frac{\pi}{2g} \omega \cos \theta u^2$, qui donnera pour u des résultats incertains entre les limites de 1 à $\sqrt{2}$?

Malgré les erreurs relevées plus haut, je me hâte de dire que l'idée de M. Horta est juste, mais uniquement dans sa conception théorique. *Au même titre qu'un pendule hydrométrique permet par sa seule inclinaison de mesurer l'action d'un courant et que la mesure d'une masse d'air en mouvement s'obtient aisément par le pendule Prestel, on peut dire qu'abstraction faite des circonstances extérieures qui sont de nature à altérer notablement les résultats et dont on ne peut malheureusement apprécier l'influence exacte, le tirant d'eau et l'inclinaison d'une bouée permettent de déterminer la vitesse moyenne d'un courant sur la hauteur qu'occupe cette bouée.*

Cette restriction faite, il n'en est pas moins établi que les procédés théoriques et les raisonnements scientifiques de M. Horta sont, en grande partie, entachés d'erreurs et que leur stricte et immédiate application ne conduirait qu'à des résultats erronés.

Passons maintenant en revue les influences extérieures auxquelles nous faisons allusion ci-dessus et qui sont de nature à rendre illusoire, en pratique, l'innovation préconisée.

Variations du coefficient K.

Pour être d'une exactitude suffisante, le coefficient K de la formule (3) devra être déterminé par des expériences nombreuses; il ne faut pas perdre de vue qu'il n'est pas tout à fait constant et qu'il varie surtout quand la vitesse descend en dessous de 0^m,60. J'ajoute qu'au cours de ces expériences on devra prendre soin d'opérer par temps calme, car le vent et les agitations de l'eau sont toutes causes qui sont de nature à altérer notablement le résultat des recherches.

Enfin, une fois déterminé, le coefficient K ne pourra même pas servir pour une longue période de jaugeages, car il varie notablement avec le degré de propreté de la bouée.

Que penser dès lors de l'utilisation d'une formule où le paramètre en question joue un rôle prépondérant?

Action du vent.

Et l'effet du vent sur la bouée? Comment M. Horta va-t-il s'y prendre, au cours des jaugeages, pour en déterminer exactement l'action perturbatrice? Car enfin, dans nos contrées, il y a là une cause d'erreur presque permanente. L'auteur conseillera-t-il d'attendre, pour faire enregistrer les courbes relatives à l'Escaut, qu'il n'y ait pas de vent du tout pendant un certain laps de temps compatible avec le nombre de données à recueillir? Ou bien placera-t-il un anémomètre engistreur au sommet de chaque bouée? Le catalogue Jules Richard présente sous ce rapport des ressources connues des spécialistes. Depuis l'anémomètre-anémoscope enregistreur jusqu'à l'anémo-cinémographe, il s'y trouve toute une série d'appareils parmi lesquels le choix est seul à faire. Restera à trouver la formule de correction pour tenir compte de l'inclinaison complémentaire de l'amer sous l'action variable du vent.

Vagues. Houle. Agitations. Tourbillons. Variations de vitesses, etc.

M. Horta compte-t-il également conseiller de n'avoir recours aux indications de ses espars enregistreurs que quand les eaux de notre Escaut seront calmes? En fera-t-il suspendre l'usage quand les vagues, la houle, les agitations, les tourbillons, les remous dus aux marées, etc., apporteront une perturbation nuisible aux indications des instruments? Car naturellement, dans ces circonstances, il n'y aura plus simple pente de l'amer sous l'action d'un courant, mais il se produira parfois des mouvements de godille et souvent des inclinaisons doublées par l'effet de l'inertie due aux actions dynamiques des causes perturbatrices ci-dessus. Du reste, M. Horta aurait dû avoir un

pressentiment de la situation réelle puisqu'il dit lui-même dans sa Notice :
« La mobilité sur l'eau de ce flotteur est excessive, car il n'a pas de stabilité de forme. »

Objets charriés.

Et les objets charriés par la rivière? Épaves de construction, traînées de végétations aquatiques, détritrus de tous genres, autant d'obstacles à la détermination exacte de l'action des courants.

Limites des données relevées par l'espar enregistreur.

En admettant même que les indications de l'espar puissent conduire à un résultat pratique, le volume d'eau dont elles détermineraient le mouvement serait inévitablement limité à l'immersion de la bouée dans une eau douée de son maximum de rapidité; on n'aurait donc pas, à un instant donné, la vitesse moyenne sur toute la verticale d'un point choisi. Dès lors, il ne paraît guère possible de jauger exactement un cours d'eau par l'unique moyen préconisé. Ainsi, au cours de ses expériences sur l'Escaut, M. Horta aurait pu mesurer la vitesse d'un cube d'eau de 10^m de profondeur; seulement, si la bouée avait été mouillée sur 20^m ou 30^m, il aurait fallu se servir d'observations directes pour apprécier les courants des couches profondes. Or, c'est précisément ces derniers courants qu'il importe de connaître, car leur action est prépondérante sur les fonds.

Mesure du débit dans un profil transversal.

Pour jauger exactement le débit, il faut évidemment déterminer la vitesse moyenne du courant dans un grand nombre de points d'un même profil, car, dans un fleuve comme l'Escaut, les courants varient notablement d'un point à un autre d'un même profil. La méthode de jaugeage par bouées ne pourrait donc être appliquée sans réduire énormément la largeur des passes navigables et sans apporter de sérieuses entraves à la navigation. Ainsi, avec les cent cinquante bouées-espars que notre matériel comprendrait éventuellement pour l'Escaut, on n'aurait pas même deux amers à placer par kilomètre « pour établir, en *une fois*, tout le régime du fleuve d'Anvers à Flessingue » (voir Notice de M. Horta).

Instruments enregistreurs.

M. Horta avait d'abord préconisé l'emploi d'un flotteur pour enregistrer les *immersions successives* de l'espar. Il a vite reconnu que cette solution n'était pas praticable et il a conseillé plus tard l'usage du manomètre Bourdon.

L'idée est plus heureuse et elle ne manquerait pas d'être appliquée si la conception générale du problème pouvait elle-même être suivie d'une solution pratique.

En ce qui concerne l'enregistreur des *inclinaisons de la bouée*, si même un tel instrument devenait un jour le fruit de recherches transcendantes, il ne pourrait malheureusement être d'aucune utilité puisqu'il donnerait des indications compliquées d'effets dus à des causes étrangères au courant.

Quant à l'aiguille lestée dont parle M. Horta dans sa Notice, elle enregistrerait des inclinaisons fausses, car elle constituerait un pendule composé ne pouvant faire apprécier que la verticale apparente de son point de suspension. Pour avoir des données exactes, il faudrait doubler ce pendule à courte période d'un pendule à longue période qui prendrait, lui, la position de la verticale vraie. C'est sur ce principe qu'est basé l'oscillographe très ingénieux préconisé en 1869 par M. Bertin pour la détermination des angles de roulis des navires. Un instrument presque identique a été construit en Angleterre, en 1871, sur les indications de M. Froude. Chacun de ces appareils pèse 300^{kg} environ (le grand pendule, à lui seul, pour donner des indications exactes, doit peser près de 200^{kg}). En outre, pour loger l'un ou l'autre de ces instruments, il faut une largeur de 1^m,40 au moins. Comme on le voit, ces circonstances donneront à réfléchir à celui qui étudiera l'installation de semblable attirail dans une bouée-espar.

Il est à noter que l'appareil doit être monté sur un axe autour duquel il doit s'orienter lui-même, de façon à ce que ses pendules soient toujours dans un même plan vertical, quelle que soit la position de la bouée; ce serait là, on le comprend, une complication de plus.

M. Bertin m'écrit lui-même, à ce propos, qu'il a expérimenté son appareil à bord du *Mytho* et de l'*Elorn*, et qu'il ne se doutait guère, au début de sa mise en usage, des complications véritables du problème.

MM. Pâris avaient déjà, en 1867, observé les roulis à l'aide d'un appareil enregistreur, dénommé par eux *trace-roulis*, où il était fait usage d'une toupie ou gyroscope à précession lente, jouant le même rôle que le grand pendule de l'oscillographe Bertin. Ici également, la difficulté de l'application à la bouée saute aux yeux; comment, en effet, remonter cette toupie pour quarante-huit heures et comment surtout s'assurer qu'on la remonte dans une position initiale absolument verticale?

Conclusion.

En somme, l'appareil de jauge de M. Horta devrait, pour être complet, porter un *anémomètre*, un *indicateur de niveau* et un *enregistreur d'inclinaisons*, c'est-à-dire un équipement assez encombrant et assez pesant pour compromettre la stabilité d'un espar qui serait construit dans les proportions usuelles de la pratique.

Outillée de la sorte, la bouée préconisée ne donnerait pas même encore des indications exemptes d'erreurs graves dues aux actions perturbatrices étrangères au courant proprement dit.

Enfin elle ne déterminerait qu'imparfaitement la vitesse moyenne aux endroits profonds des profils, et, en outre, pour avoir des relevés assez nombreux dans un même profil, on devrait multiplier le nombre des amers, au point de gêner la navigation.



L'ARTILLERIE DE BORD

ET

L'ARMEMENT DES NAVIRES,

PAR M. P. MERVEILLEUX DU VIGNAUX,

Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

I. — Le matériel d'Artillerie actuel et son installation à bord.

Les trois qualités maîtresses du bâtiment de guerre moderne sont la vitesse, la puissance de l'armement et la protection.

La protection et la vitesse sont du ressort du constructeur du navire.

Quant à la question plus spéciale de l'armement, elle a pris, depuis quelques années, une importance toute particulière. Les engins de guerre ont subi des modifications profondes, plus profondes peut-être qu'aucun des autres éléments du navire de combat. Les questions d'artillerie, de cuirasse et de coque en sont venues du reste à se pénétrer elles-mêmes, au point qu'il n'est plus possible, comme autrefois, de concevoir et de construire un navire d'après un modèle à peu près uniforme, sans se préoccuper des engins qui l'armeront et de ceux contre lesquels il aura à lutter.

C'est à ce titre qu'il a paru intéressant d'en faire l'objet d'une communication spéciale résumant très brièvement, et à un point de vue général, l'état actuel de la question et les progrès réalisés pendant ces dernières années.

Sous le rapport de la puissance offensive, les navires en service donnent-ils réellement satisfaction et n'est-il pas possible de tirer meilleur parti d'un tonnage déterminé ?

Cette dernière question exigerait une étude comparative très complète, étayée par des documents précis qui souvent font défaut, et une entente préalable sur les chiffres pouvant servir de base. On ne peut donc que donner certaines indications.

Nous nous occuperons seulement de l'Artillerie proprement dite, laissant de côté ce qui concerne les torpilles.

Canon. — Le canon présente actuellement, au point de vue de la sécurité et de la puissance, des garanties et des qualités très remarquables.

Sa résistance est due à la nature de l'acier qui, grâce aux efforts des métallurgistes, est devenu, même coulé en grosses masses, un métal parfaitement approprié aux usages de l'Artillerie et donnant jusqu'à 70^{ks} de rupture et 38 pour 100 d'élasticité. Elle provient aussi du tracé de la bouche à feu. Pour l'établissement de ce tracé, on s'est préoccupé de simplifier la forme des éléments et de diminuer leur nombre, ce qui augmente les garanties de bonne construction. En outre, le canon est étudié pour résister aussi bien aux efforts longitudinaux, trop négligés pendant longtemps, qu'aux efforts transversaux qui prennent naissance pendant le tir.

La puissance est une conséquence du tracé intérieur, de la grande longueur d'âme et de l'emploi des poudres nouvelles.

C'est de l'invention des poudres à base de fulmi-coton que datent les transformations profondes, qui ont conduit aux nouveaux types de bouches à feu et au développement de l'artillerie à tir rapide.

Les manœuvres de culasse sont devenues plus aisées pour les gros canons, par suite de l'emploi d'organes mécaniques et, pour les canons de moyen calibre, beaucoup plus rapides, car elles peuvent se faire par un seul mouvement. L'adaptation, dans certains systèmes, des obturateurs plastiques, des douilles métalliques pour les calibres moyens et des culots métalliques pour les calibres élevés, a beaucoup amélioré les conditions de tir, en supprimant totalement le lavage de la pièce ou, tout au moins, en en diminuant l'importance.

La vis française, munie d'appareils de sécurité, s'est substituée presque partout à la fermeture à coin.

Mais toutes ces questions sont du domaine de l'artilleur. Au point de vue du navire de guerre, il est un fait acquis : c'est que ces derniers perfectionnements permettent d'accroître, dans une proportion notable, l'efficacité et la rapidité du tir.

Nous nous bornerons, sachant que la bouche à feu donne toute sécurité, tant qu'on reste dans les limites de pression en vue desquelles elle a été construite et que sa fermeture se manœuvre aisément, à étudier deux points spéciaux : la longueur du canon et la réduction du calibre. Ces questions intéressent l'une et l'autre le constructeur du navire, au double point de vue de l'encombrement et du poids.

La vitesse initiale imprimée au projectile influe à la fois et sur la puissance de perforation qui, quelle que soit la formule employée, est proportionnelle à la puissance vive, et sur les données balistiques de la bouche à feu.

Si nous laissons de côté l'hypothèse des projectiles à explosifs très brisants, la puissance de perforation maximum est évidemment l'objectif que doit avoir, en principe, l'artilleur dans sa lutte contre la cuirasse. Mais la tension



un tracé bien étudié, en prenant des éléments d'une certaine épaisseur et convenablement assemblés, des bouches à feu d'une longueur de 80 calibres ne donnaient lieu à aucun de ces inconvénients. Il faut évidemment, avant de se prononcer, s'appuyer sur des expériences plus nombreuses, mais il y a là un premier fait acquis.

On a beaucoup insisté sur les difficultés d'installer ces bouches à feu à bord des navires. Il est évident qu'un canon de 50 et même de 45 calibres ne saurait être placé dans les encoissements de la plupart des bâtiments actuels; mais la question doit être reprise complètement. Il est difficile de mettre de l'artillerie nouvelle sur des navires étudiés pour l'artillerie ordinaire; cependant la Marine française a montré qu'il était possible d'arriver, pour certains navires, à des solutions satisfaisantes. En ce qui concerne les bâtiments projetés, rien n'empêche de tout disposer pour l'installation des nouveaux canons. Il a été résolu des problèmes beaucoup plus compliqués, par exemple ceux de l'insubmersibilité, de la mise à bord des nouvelles machines, de l'installation des tourelles pour canons de gros calibres, etc. Mais il faut, dans ce cas, que les navires soient étudiés en vue du matériel spécial qu'ils doivent porter. L'encombrement, la position du cône des gaz, la manœuvre des munitions ne sont plus les mêmes.

Des considérations qui précèdent il résulte :

1° Que pour une même puissance vive $\frac{pV_0^2}{2g}$, il y a avantage à avoir un projectile p , dont le poids ne soit pas trop élevé, lancé avec une vitesse V_0 aussi grande que possible. Une vitesse de 800^m à 850^m paraît être actuellement le chiffre à admettre en service;

2° Que les canons longs doivent être considérés comme étant entrés dans le domaine de la pratique;

3° Qu'un canon de longueur moyenne peut être remplacé avantageusement, au point de vue balistique, par une bouche à feu plus longue, plus légère et de calibre moindre.

La réduction du calibre doit donc être envisagée comme une conséquence naturelle des progrès réalisés, et un desideratum nécessaire de l'artillerie nouvelle.

En 1886, M. le Directeur des Constructions navales Bertin, chargé de réorganiser la flotte du Japon, fit étudier par M. Canet, pour l'armement des trois garde-côtes *Matsushima*, *Itsukushima* et *Hashidate*, un canon de 32^{cm} à grande puissance, de 45 calibres, qui fut réduit à 40 calibres par suite des nécessités du bord. A cette époque il n'était pas encore question de dépasser 30 ou 35 calibres. La nouvelle bouche à feu pesait 66 tonnes et lançait un projectile de 450^{kg} avec 730^m de vitesse; elle avait la même puissance de perforation que les canons Armstrong et Krupp de 110 et 120 tonnes. C'était une innovation heureuse, permettant d'armer très fortement un navire qui ne pouvait porter qu'un poids limité.

Artillerie et navire avaient été étudiés l'un pour l'autre. Le résultat fut excellent ⁽¹⁾.

La Marine française a fait, dans la voie de la réduction des calibres, des expériences qui ont été couronnées de succès.

Actuellement on peut admettre, d'une façon à peu près générale, qu'un canon de 30^{cm},5 ou de 32^{cm} est une limite supérieure qu'il est inutile de dépasser.

En allongeant les canons dans une proportion convenable, les anciens 27^{cm} peuvent être remplacés par le 24^{cm}, le 24^{cm} par le 19^{cm}.

Cette réduction de calibre entraîne une diminution considérable du poids du canon, de l'affût et des munitions, des dimensions et, par conséquent, des poids des cuirassements pour les tourelles ou les monte-charges. Les réductions de poids, portant sur les affûts et cuirassements, permettent d'avoir un disponible et de diminuer le tonnage ou, le tonnage restant constant, d'augmenter soit l'armement, soit la puissance des machines, soit les approvisionnements en charbon.

En outre, la réduction de poids du canon rend possibles les manœuvres à la main : ce qui est un point très important.

On a souvent mis en avant la question des rendements des canons, c'est-à-dire du rapport de la puissance vive à la bouche, au poids du canon ou au poids de la charge. Ces rendements indiquent ce que donne, comme puissance vive du projectile, 1^{kg} de métal ou 1^{kg} de poudre dans une bouche à feu. Ces chiffres ont leur intérêt, mais ils ne peuvent être pris d'une façon absolue pour servir de base à une comparaison. Le canon n'est pas assimilable à une machine au point de vue économique ; ce que l'on cherche, c'est le maximum de puissance et une grande tension de trajectoire. Les derniers canons de la Marine française tirent une très forte charge ; on peut dépasser 800^m de vitesse avec 45 et 50 calibres de longueur d'âme. Le rendement de la poudre est peu élevé, mais le résultat final, à tout prendre, est excellent.

Il faut aussi que la bouche à feu puisse s'installer dans de bonnes conditions sur les affûts ou dans les tourelles, et l'on est conduit, dans certains cas, à accroître en pure perte, au point de vue de la puissance, le poids du canon. Ce serait une idée absolument fausse de s'imaginer, malgré la très grande importance de la question de poids à bord, que le meilleur canon est celui qui, pour une puissance vive donnée, a le moindre poids et tire la plus faible charge.

Affûts. — Les affûts à châssis, introduits il y a quelques années en France sous le nom d'affûts Vavasseur, ont permis de réduire beaucoup le recul, de diminuer les poids et d'installer, avec sécurité, à bord, les pièces puissantes.

(1) Le canon de 32^{cm} a coulé d'un seul coup un navire chinois à la bataille de Yalu.

L'emploi des freins hydrauliques a régularisé les efforts qu'ont à supporter les affûts et par conséquent les ponts.

Mais la mise en service des canons à tir rapide a rendu nécessaire la construction d'engins spéciaux. C'était un problème nouveau à résoudre. L'affût fait alors partie intégrante de la pièce, et il n'est pas possible de songer à obtenir un tir rapide si l'affût ne permet pas des manœuvres faciles et promptes du canon.

Dans les anciens affûts, la gravité seule provoquait le retour en batterie. Il y avait à cela un inconvénient, car la ligne de mire se déplaçait parallèlement à elle-même pendant le recul du canon. On a cherché à rendre cette ligne de mire indépendante de la pièce, pendant le mouvement de recul, bien qu'elle la suive dans tous ses déplacements en hauteur. De cette façon, le pointeur peut conserver son œil à la hausse et comme, dans les nouveaux affûts, les organes de pointage et de mise de feu sont sous sa main, il peut suivre constamment le but et tirer au moment voulu, absolument comme avec une arme portative. Des mires lumineuses éclairées électriquement permettent le tir de nuit.

Ces considérations ont conduit à admettre le principe des châssis oscillants avec récupérateurs soit à ressort, soit à air comprimé, pour le retour en batterie. Qu'il en résulte une complication un peu plus grande, cela n'est pas douteux; mais, la plupart du temps, un résultat et un avantage déterminés ne s'obtiennent qu'au prix de certains inconvénients. C'est une règle presque absolue en artillerie comme en toute autre chose. Dans le cas actuel, les avantages étaient manifestes.

Le perfectionnement de principe, qui conduit à employer le système à berceau, a permis d'améliorer le mode de construction de l'affût. Le frein combat directement la force du recul, au lieu d'agir seulement sur la composante parallèle aux glissières du châssis. La percussion aux grands angles, considérable avec les affûts à châssis inclinés, est notablement réduite. A cet égard, il n'y a pas d'avantage, sous prétexte de diminuer le poids de l'affût, à réduire au-dessous d'une certaine limite la longueur du recul.

Les angles de pointage ont pu être augmentés pour le tir en bombe, sans qu'il en résultât un aussi grand accroissement de la percussion qu'avec les affûts à châssis inclinés; enfin, des affûts spéciaux ont été construits pour diminuer les efforts sur les ponts; ils permettent de pratiquer, avec des obusiers et des mortiers, le tir courbe auquel les marins attachent une grande importance.

Pour le tir rapide, il a fallu, naturellement, diminuer les efforts de manœuvre. Un servant peut faire, exceptionnellement, des efforts de 15 à 20^k₅; mais un pointeur, préoccupé de suivre le but, ne doit avoir à développer que des efforts très faibles. Ces considérations ont conduit à modifier les appareils de pointage et à équilibrer non seulement l'affût autour de ses tourillons, mais encore le système tout entier autour de son pivot, afin de réduire les efforts pendant le roulis. Les couronnes de billes, substituées aux

galets, diminuent les frottements, et facilitent beaucoup les déplacements en direction.

L'expérience a montré très nettement qu'il fallait exécuter toutes les manœuvres à la main, et qu'on devait renoncer à l'emploi de l'hydraulique (canon de 16^{cm} du *Brennus*) et même de l'électricité pour les canons de moyen calibre. La complication est hors de proportion avec l'effet utile.

Les quelques notes qui précèdent indiquent suffisamment quel est le rôle de l'affût dans l'artillerie actuelle, et l'importance du système employé au point de vue du constructeur du navire. En dehors de la question des efforts exercés sur les ponts, c'est grâce aux nouveaux types mis en service que l'on a pu équilibrer convenablement le canon sur son affût, rapprocher la tranche de culasse des tourillons, éviter l'encombrement à l'arrière qui résultait de la mise en service des canons longs et aurait rendu difficile l'installation de ces bouches à feu, soit dans les batteries, soit en abord.

Munitions. — Les projectiles de rupture peuvent désormais résister au choc contre les plus fortes cuirasses, même en tir oblique. Des essais intéressants ont été faits à l'étranger avec les projectiles à capuchon. On s'en occupe également en France.

Les shrapnels munis de fusées à temps permettent, avec un bon réglage, de cribler de mitraille, à distance, les œuvres mortes et les ponts des bâtiments.

Des dispositions spéciales, assurant la protection contre ces éclats, sont ainsi devenues nécessaires.

Enfin, les obus à grande capacité pour explosifs puissants ont apporté un élément nouveau. Leur emploi a conduit à cuirasser entièrement certains navires et à installer, dans les batteries, des cloisonnements spéciaux destinés à isoler les pièces et à arrêter les éclats, qui forment comme une grille d'acier.

D'autre part, la mise en service des poudres sans fumée, qui a été, comme nous le disions plus haut, le point de départ du développement de l'artillerie à tir rapide, supprime les encrassements.

Les charges sont moindres, par conséquent plus maniables. Pour les gros calibres, elles sont fractionnées en plusieurs gargousses manœuvrables à la main, ce qui facilite beaucoup les opérations de chargement.

Pour les canons à tir rapide, la charge a été renfermée dans une douille métallique qui porte à l'arrière l'amorce de mise à feu. Suivant le calibre, le projectile est séparé de la douille ou monté à son extrémité avant. Cette question de la séparation des douilles et du projectile est une de celles qui ont donné lieu à bien des discussions.

Les douilles de petites dimensions sont plus maniables et plus économiques. Mais lorsqu'on veut avoir de grandes vitesses initiales, sans avoir à craindre les érosions que donnent certaines poudres, il faut prendre les douilles à grande capacité en acceptant les conséquences qu'entraîne leur emploi.

Au début, les douilles ont donné beaucoup de mécomptes. Celles dont on fait usage actuellement peuvent, après avoir été réfectionnées, être rechargées huit ou dix fois. Les douilles en aluminium faciliteront encore les manœuvres et réduiront très sensiblement le poids des approvisionnements.

L'amorce peut être vissée sur le culot au dernier moment, ce qui donne beaucoup de sécurité pour les manutentions dans les soutes.

La mise de feu électrique, par le fait même qu'elle ne comporte pas d'amorces détonant au choc, offrait de réels avantages au point de vue de la sécurité, mais elle donne lieu à quelques difficultés, et finalement, en France du moins, on est revenu à la mise de feu à percussion qui fonctionne d'une façon beaucoup plus régulière.

Soutes. — Les soutes pour canons à tir rapide comportent des aménagements spéciaux avec étagères pour recevoir les douilles munies ou non de leurs projectiles.

Le point important est d'éviter l'élévation de température. Les expériences les plus précises, faites pendant ces dernières années, ont prouvé que les poudres brunes s'altéraient à la longue et pouvaient donner lieu de brusques augmentations de vitesses et de pressions. Les accidents du *Duperré* et de la *Cordelia* en témoignent.

De nouvelles expériences, entreprises sur les poudres à base de fulmi-coton, ont conduit à la même conclusion. Pour les poudres à la nitro-glycérine, le danger paraît plus grand encore, car il y a à craindre des exsudations. Malgré les affirmations des intéressés, on est loin d'être fixé sur leur conservation.

Il est prudent de ne pas dépasser 35°. Dans les pays chauds, la ventilation, ou même un courant d'eau froide, ne suffisent pas toujours pour maintenir la température dans ces limites.

On sera probablement conduit à employer des appareils frigorifiques, surtout des appareils pneumatiques, préférables, dans ce cas, à ceux qui exigent l'emploi de produits chimiques, qu'il est difficile de se procurer au loin.

La répartition des soutes dans le navire peut influencer beaucoup sur les conditions de température. La meilleure solution serait d'avoir deux groupes de soutes, à l'avant et à l'arrière, isolées autant que possible des machines et des chaudières, mais il faut que la disposition de l'artillerie s'y prête.

Comme mesure de précaution, il est bon de placer, sur les culasses de tous les canons, des appareils crushers pour enregistrer les pressions. Ces crushers jouent, pour la bouche à feu, le rôle des manomètres pour les chaudières.

Un commandant de navire peut ainsi, dans tous les exercices faits à bord, se rendre compte de l'état de conservation de ses poudres. On y trouve une grande sécurité et une occasion de faire, à peu de frais et sous toutes les latitudes, de très nombreuses et très intéressantes expériences.

Monte-charges. — Bien que, désormais, on constitue un approvisionne-

ment auprès de chaque pièce, la question des monte-charges reste intimement liée à celle du tir rapide.

Les monte-charges à bennes sont plus simples, mais le poids mort est plus considérable et la descente à vide donne lieu à des pertes de temps. La noria, dont le mouvement est continu, ne présente pas le même inconvénient; son action est automatique; la complication des organes n'est pas sensiblement plus grande.

L'électricité rend déjà de grands services pour les appareils élévatoires, car les manœuvres à bras sont très lentes et ne doivent être considérées que comme une ressource en cas d'avaries. Il faut chercher, avant tout, la simplicité et, dans la mesure du possible, la légèreté. Les tubes de passage des munitions doivent avoir les dimensions suffisantes et, pour cela, l'approvisionnement des pièces doit être étudié en même temps que la coque.

Les norias, permettant de monter les munitions horizontalement, ont de grands avantages, mais elles ont l'inconvénient, la plupart du temps, d'exiger pour le tube de passage un diamètre trop considérable.

En ce qui concerne les douilles vides, la meilleure solution consiste à les rejeter sur le pont; on les emmagasine ensuite à loisir. En les redescendant immédiatement dans les soutes à l'aide de la noria, on compliquerait la manœuvre et l'on remplirait les passages et les soutes elles-mêmes de gaz délétères et de mélanges détonants.

Tourelles. — Les tourelles font presque partie intégrante du navire. Elles intéressent le constructeur de la coque au point de vue des poids, de l'encombrement, de l'installation des organes de manœuvre et des machines motrices, et des consolidations à prévoir.

Il n'y a pas encore, pour les tourelles, comme pour les canons à tir rapide, par exemple, de types bien définis, ce qui a un double inconvénient : pour l'ingénieur chargé de la construction, qui est obligé souvent de remanier son plan primitif suivant les exigences nouvelles de la grosse artillerie, et pour le marin qui, sur chaque bâtiment, se trouve en présence d'appareils nouveaux différents de ceux dont il connaît déjà le maniement. Voici cependant quelle voie on paraît suivre actuellement.

Il n'est plus question de tourelles à chargement dans une position unique. Le chargement central dans toutes les positions, appliqué pour la première fois en France à bord de l'*Achéron* et du *Marceau*, est maintenant adopté à peu près partout. Le pointeur peut suivre constamment le but, ce qui augmente la précision et la rapidité des manœuvres.

L'emploi des canons longs et la réduction des calibres ont conduit à modifier l'affût et ont permis de diminuer son encombrement, le poids total de la tourelle et de son cuirassement.

Les affûts à berceau ou à manchon ont été l'objet de nombreuses critiques, notamment lorsqu'on a fait usage du récupérateur à air. Or ces affûts donnent

une percussion qui n'est que $\frac{1}{2}$ du chiffre sur lequel il faut compter avec les affûts à châssis. Ils n'exigent donc pas les mêmes consolidations, et conduisent à une diminution notable du poids des charpentes. Ils permettent de réduire les dimensions de la tourelle et le sabord du canon. Par contre, ils ne sont pas aussi simples et aussi rustiques que l'affût à châssis incliné.

Comme il y avait une tendance, de plus en plus marquée, à revenir à la tourelle fermée qui, par rapport à la tourelle barbette, donne lieu à une augmentation des poids tournants, on a cherché à réduire le développement de la carapace, et la forme elliptique a été substituée à la forme circulaire.

Cette disposition permet, en diminuant la charge totale, de reporter du poids vers l'arrière.

Précisément, à cette époque, commençaient les premiers essais de manœuvre des tourelles par l'électricité. Pour n'avoir à employer que des moteurs peu encombrants, et de puissance moyenne, on a cherché à diminuer les efforts.

Le système pouvait déjà être équilibré pour le pointage en hauteur, autour des tourillons du berceau mobile. Pour le pointage en direction, il était important, en prévision du roulis, d'éviter toute excentricité des poids et d'obtenir l'équilibrage complet de la tourelle autour de son axe vertical de rotation.

On y parvint en apportant quelques modifications aux types existants, dans l'ordre d'idées indiqué plus haut, en reportant du poids vers l'arrière, grâce à la forme elliptique, et en égalisant autant que possible les moments des poids. Ces dispositions furent appliquées pour la première fois sur le *Prat* et le *Latouche-Tréville*. Elles le sont actuellement sur un certain nombre de navires.

Grâce à la réduction des efforts à exercer, les manœuvres peuvent aussi s'exécuter à la main.

Or, les appareils électriques, qui agissent par rotation, permettent de passer très facilement, par un simple débrayage, de la commande à la main à la commande électrique, ce qui n'était pas possible avec les appareils hydrauliques qui agissent généralement par translation.

En résumé, l'introduction des nouvelles poudres et l'adoption des canons longs ont eu pour conséquence une réduction du calibre. Cette réduction du calibre et des poids a permis, et cela sans diminuer la puissance de l'artillerie, de réaliser l'équilibrage et de diminuer les efforts.

Les efforts étant réduits, il a été possible de faire usage de l'électricité, et de prévoir en même temps, même pour les gros calibres, la manœuvre à la main, absolument indispensable en cas d'avarie des appareils mécaniques.

C'est un desideratum auquel les marins attachaient, avec raison, une grande importance. On a donc pu, tout à la fois, perfectionner et simplifier.

Beaucoup de préventions existent encore contre l'électricité; elles tomberont quand on aura constaté en pratique les avantages que donne la suppres-

sion de tous les mécanismes encombrants et lourds, nécessités par l'eau sous pression, des organes d'asservissement, des joints, la simplicité des canalisations, etc.,... et que le personnel sera mieux familiarisé avec les appareils électriques.

On a reproché aux tourelles équilibrées d'exiger des affûts spéciaux et de nécessiter l'addition de poids à l'arrière, dès qu'il y a un accroissement de charge à l'avant, ce qui, finalement, donne pour chaque tourelle une surcharge double.

En réalité, il n'est pas nécessaire d'avoir des affûts spéciaux ; on peut très bien équilibrer avec les affûts à châssis incliné. En outre, les inconvénients signalés ne peuvent être mis en parallèle avec les avantages qui résultent de la possibilité de faire toutes les manœuvres à la main, et de la stabilité au roulis ; dans la pratique, on en vient aux tourelles équilibrées. Du reste, la mise en service des canons longs, dont la tranche de culasse se trouve plus en arrière du centre de gravité, rend plus difficile l'emploi de pièces munies de tourillons et conduit, en tous cas, à reculer le blindage vers l'arrière : l'équilibrage est donc presque réalisé par la force même des choses.

Certaines simplifications sont devenues possibles, étant donnée la réduction des calibres.

Ainsi, le refoulement hydraulique est remplacé avec grand avantage par le refoulement à la main. Beaucoup d'appareils de sécurité et d'asservissement, trop compliqués, ont été supprimés.

L'installation, dans l'intérieur des tourelles, d'un parc à projectiles permet d'approvisionner la pièce et il n'y a plus pendant le combat qu'à monter les gargousses.

La manipulation des munitions, au bas du tube de chargement et dans la tourelle, peut se faire très aisément au moyen de dispositifs simples : chemins de fer, potences, berceaux mobiles, etc. Le pointage s'exécute, soit d'une guérite faisant saillie hors de la tourelle, ce qui permet au pointeur de ne pas perdre de vue le but, soit de l'intérieur, par un petit sabord. Avec le pointage optique, tous les organes sont à l'abri, et l'ouverture est très réduite ; mais, toutes les fois qu'on diminue le sabord de visée, le champ du pointeur se trouve limité.

Pour les monte-charges, la manœuvre à bras peut se combiner avec la manœuvre à l'électricité.

La noria, avec mouvement continu ou mouvement périodique, présente les avantages que nous avons déjà indiqués.

En ce qui concerne la charpente même et l'ossature des tourelles, la partie en tôlerie qui supporte la couronne de galets de roulement, a été rendue indépendante du cuirassement et est protégée tout entière. On a donné ainsi satisfaction à un désir souvent exprimé, mais ce résultat n'a pu être obtenu qu'au prix d'une augmentation de diamètre du cuirassement fixe et, par conséquent, d'un accroissement de poids sensible.

Dans un grand nombre de tourelles, le tube porte à sa partie inférieure un pivot. Ce pivot soulage la tourelle et donne plus de facilité de manœuvre. Cette disposition est donc avantageuse, mais il importe que le pivot ne supporte pas tout le poids, car les efforts du tir, surtout dans le cas des canons jumelés dans une seule tourelle, peuvent ébranler le navire dans ses parties basses. Il faut que le pivot soulage seulement la tourelle, et qu'une partie de l'effort, au moment du tir, porte sur une circulaire ou mieux sur une couronne de galets. Ces galets, à leur tour, sont soutenus par une poutre circulaire, rendue solidaire de plusieurs ponts. Une seconde couronne de galets verticaux facilite les manœuvres en direction pendant le roulis.

On voit, d'après ce qui précède, combien ces études ont été faites rationnellement ; tout se suit et s'enchaîne. En simplifiant on a perfectionné, et en poursuivant dans la voie de la réduction des calibres et des manœuvres à la main il y a encore beaucoup à améliorer.

Disposition de l'artillerie. — La disposition de l'artillerie à bord, sa répartition sur le navire et le mode de protection des pièces, ont presque autant d'importance que la valeur du matériel lui-même.

La rapidité d'évolution conduit à des considérations tactiques nouvelles, notamment pour les bâtiments destinés à la guerre de course. On cherche à dégager le plus possible les pièces, à augmenter leur commandement et leur champ de tir, de façon à accroître l'effet utile de chacune.

La disposition de l'artillerie en batterie pour les croiseurs, en réduits blindés pour les cuirassés, perd chaque jour du terrain, car elle limite trop le champ d'action des pièces, ou conduit à grouper tous les canons sur un même point.

La disposition des grosses pièces au sommet d'un losange avec des pièces de calibre moindre placées sur les côtés, comme sur le *Capitan Prat*, le *Lazare-Carnot*, le *Jauréguiberry*, présente de très sérieux avantages et permet de tirer, dans chaque direction prise isolément, avec le plus grand nombre possible de bouches à feu, sans qu'il soit nécessaire d'avoir des formes inconfortables ou d'exagérer l'importance des superstructures.

La tourelle fermée, plus généralement adoptée aujourd'hui, protège mieux, mais elle diminue le champ des pièces et augmente sensiblement les poids de carapaces ; il est vrai que, grâce à l'équilibrage, les efforts sont réduits. La disposition des canons jumelés permet d'assurer la protection de deux pièces avec un poids réduit. Elle est surtout avantageuse pour des canons de moyen calibre qu'elle protège plus efficacement qu'un simple masque. Mais, dans ce dernier cas, les dimensions réduites de la tourelle se prêtent mal à un chargement rapide.

Pour les gros canons, il est à craindre que nous n'ayons emprunté aux Anglais ce qu'ils ont de moins bon. Un accident et même un incident quelconque immobiliserait une tourelle représentant à elle seule la moitié, et

quelquefois les deux tiers de la grosse artillerie du navire. Lorsque les pièces sont séparées, l'une d'elles est toujours disponible dans le cas d'avaries survenues à une autre tourelle.

On reviendra peut-être aux tourelles barbottes qui permettent de réaliser de grandes économies de poids et de rendre les manœuvres plus faciles tout en assurant, avec une carapace d'un tracé convenable, la protection d'une façon suffisante.

Pour les pièces de moyen calibre, installées dans les réduits, les masques circulaires épousant et continuant les formes des parois, paraissent une bonne solution. Dans tous les cas, les masques doivent être indépendants de l'affût et fixés par des attaches élastiques.

Il est nécessaire que les gros canons, au moins ceux qui sont placés en encorbellement, soient à un niveau différent, inférieur généralement, de celui des pièces à tir rapide échelonnées entre elles. Les pièces de chasse ont, au contraire, plus de commandement. Il faut éviter de donner aux canons à tir rapide une trop grande hauteur au-dessus de l'eau, car ils perdent en partie le bénéfice de leur tension de trajectoire. Mais cette hauteur doit être suffisante pour leur permettre de s'attaquer aux ponts cuirassés, aux toits des tourelles. Il y a une mesure à garder et une répartition rationnelle à faire à bord.

Les canons à tir rapide de petit calibre sont généralement placés trop haut. Cette élévation permet de mieux suivre les torpilleurs par grosse mer; mais elle diminue les chances d'atteintes à petite distance.

On a été conduit à mettre des projecteurs au ras de l'eau; il serait avantageux, de même, d'avoir dans les batteries des canons de 57^{mm} par exemple, à grande tension de trajectoire, placés aussi bas que possible. Le pointage serait alors réduit à sa plus simple expression.

Un canon de petit calibre, de 57^{mm}, dont la cartouche n'a qu'une valeur très faible, rend également de très grands services pour régler économiquement le tir des grosses pièces.

Un point intéressant à traiter, mais qui demanderait beaucoup de développements, est l'installation de l'artillerie à tir rapide à bord des grands paquebots de commerce. Les premiers essais faits dans cet ordre d'idées ont bien réussi. Cependant, il semble qu'on aurait plus d'intérêt à prévoir la mise à bord, non pas de canons d'un type déjà ancien, mais de bouches à feu aussi puissantes que possible.

En effet, la vitesse de ces paquebots leur permettra souvent d'accepter ou de refuser le combat, à leur gré. Comme ils n'ont aucune protection, ils ne pourront combattre qu'à distance; par conséquent, leur armement devra essentiellement consister en canons très longs à grande vitesse initiale. Une artillerie de puissance moyenne, malgré ses avantages au point de vue économique, est, à bord de ces navires, presque sans objet.

Il y a deux points sur lesquels nous croyons devoir insister encore.

Le premier, c'est la nécessité d'unifier le plus possible le matériel accessoire : treuils, monte-charges, etc., sans parler, bien entendu, du matériel de guerre : canons, affûts, etc., pour lequel la chose est évidente.

De même, il y aurait avantage à diminuer le nombre des calibres à bord d'un même navire, afin de simplifier l'approvisionnement des munitions et d'avoir des armements homogènes.

Pour les tourelles, l'unification s'impose, presque au même titre que pour les affûts. Chaque constructeur propose un type différent et il en résulte une réelle confusion.

En second lieu, il est de plus en plus nécessaire que le navire soit construit en vue de l'artillerie qu'il doit porter. Si les approvisionnements de munitions ne sont pas établis dans de bonnes conditions, si les pièces se gênent les unes les autres, si les servants n'ont pas la place voulue pour les manœuvres, il n'y a plus de tir rapide.

Les questions d'artillerie et de coque ne peuvent être envisagées isolément.

C'est seulement d'une collaboration, et d'une collaboration de tous les instants, entre le constructeur du navire et l'artilleur, que peut naître cette entente et cette conformité de vues qui permettent de faire un tout complet et homogène de la machine si complexe qu'est le bâtiment de guerre moderne.

II. — Armement des navires.

Le navire de guerre ne doit pas être étudié seulement en vue d'obtenir une vitesse ou un rayon d'action donnés et une protection efficace des œuvres vives et des divers organes; c'est une arme de combat dont la puissance militaire doit être aussi grande que possible.

Il ne peut être question d'établir à cet égard de règles absolues. Suivant la destination du navire, suivant le rôle qu'il est appelé à jouer en temps de guerre, il doit être ou plus rapide ou plus fortement armé. Une classification reposant uniquement sur la puissance de l'artillerie serait donc forcément inexacte.

Mais il est intéressant de rechercher un moyen d'établir une comparaison entre les différents navires d'une même catégorie, étudiés en vue d'un même but; d'examiner si, à bord de ces bâtiments, il a été tiré le meilleur parti possible du poids affecté à l'artillerie, et s'il n'y aurait pas lieu d'améliorer, à ce point de vue spécial, certains types existants. Nous ne pouvons d'ailleurs entrer dans les considérations multiples, et en présence desquelles l'armement ne vient qu'en seconde ligne, qui ont conduit les marins à s'arrêter à tel ou tel type.

L'exposant de charge de l'artillerie indique peu de chose par lui-même; il ne donne aucun renseignement sur la puissance offensive du bâtiment et, sur les cuirassés où la présence des grosses pièces nécessite des installations complexes et pesantes, les termes de comparaison se trouvent faussés. On s'est

attaché quelquefois à faire ressortir le poids total de fer lancé dans un temps déterminé par les différentes bouches à feu du bord. Cette donnée a servi à montrer l'avantage qui pouvait résulter, par rapport au tir lent de gros obus, d'un tir précipité avec de petits projectiles. Mais une telle méthode ne tient pas compte de la vitesse initiale du projectile et par conséquent de la puissance de la bouche à feu. Le résultat du calcul est le même, qu'il y ait à bord un canon à tir rapide lançant des projectiles avec une vitesse moyenne, ou une pièce très puissante de même calibre.

Pour établir une comparaison rationnelle, il faut faire intervenir les éléments suivants :

Le calibre et, avec lui, le poids du projectile (proportionnel au cube du calibre ;

La vitesse initiale du projectile ;

Le nombre des pièces installées à bord ;

Le nombre de coups tirés par chacune d'elles dans un temps donné.

Cette base de comparaison est elle-même forcément inexacte, car il y aurait lieu de tenir compte encore :

Du secteur battu par chaque pièce ;

De la facilité de manœuvre des affûts ;

De la justesse des pièces et des chances d'atteinte, qui diffèrent pour les canons de gros calibre et les canons à tir rapide, suivant la tension de la trajectoire ;

De la rapidité avec laquelle se fait la manœuvre des munitions.

Pour avoir une idée de la valeur militaire du bâtiment, il serait également nécessaire d'ajouter un coefficient dans lequel entreraient :

En première ligne, la vitesse de route du navire ;

Son rayon d'action ;

Sa stabilité.

L'établissement de ces coefficients de navires est une question très délicate, que les marins seuls peuvent résoudre, et d'une façon souvent très arbitraire.

Il n'entre, du reste, dans le cadre de cette étude, que de s'occuper de l'armement.

La donnée la plus intéressante est la puissance vive du projectile $\frac{pV_0^3}{2g}$ qui tient compte du poids p de l'obus (fonction du calibre) et de la vitesse initiale V_0 au sortir de l'âme.

De cette puissance vive résulte l'épaisseur de la plaque de blindage, indice de la puissance effective de la pièce.

La puissance vive totale dépendra naturellement du nombre m de pièces. Pendant une minute, elle sera fonction du nombre n de coups tirés pendant ce temps, que l'on prend généralement pour unité, de sorte qu'on obtient

une expression de la forme

$$m \times n \times \frac{pV_0^2}{2g},$$

qui tient compte des divers éléments indiqués plus haut.

La puissance vive de tous les canons formant l'armement d'un navire ne peut être bloquée dans un même terme de la formule; la division la plus rationnelle est la suivante :

- 1° Canons de gros calibre, non à tir rapide;
- 2° Canons à tir rapide de moyen calibre, de 10^{cm} à 16^{cm};
- 3° Canons à tir rapide de petit calibre, au-dessous de 10^{cm}.

De cette façon, il est possible de se rendre compte de l'importance de chacune de ces artilleries prises isolément, et par rapport à la somme totale.

L'expression de la puissance vive totale est alors de la forme

$$\frac{1}{2g} (m_1 n_1 p_1 V_1^2 + m_2 n_2 p_2 V_2^2 + m_3 n_3 p_3 V_3^2).$$

Cette formule n'est pas exacte, car elle suppose que toutes les pièces tirent à la fois, ce qui n'a pas lieu dans la pratique; mais il n'est pas possible de procéder autrement pour une première approximation.

Pour les gros canons, le tir est plus lent, mais il est souvent plus précis.

On ne peut d'ailleurs comparer, comme effet utile sur un blindage, un coup de canon de 34^{cm} et la somme de plusieurs coups d'un canon de 14^{cm} ou de 15^{cm} à T. R., même en admettant que la puissance vive soit, dans ce dernier cas, bien supérieure. Il faudrait faire intervenir également la protection du navire ennemi.

Cette formule tient compte, mais d'une façon très vague, des chances d'atteindre le but, qui augmentent avec le nombre de pièces et le nombre de coups par minute. Un seul coup heureux, tiré avec un canon de 10^{cm}, et mettant hors de service une pièce peu protégée ou un organe vital du navire, comme le gouvernail, peut avoir une influence décisive sur l'issue d'un combat.

En somme, la formule donne une idée de la valeur offensive, en tenant compte du nombre de canons, de leur puissance et de la rapidité de tir de chaque pièce. C'est tout ce que l'on peut demander.

Pour comparer les navires entre eux et se rendre compte de l'utilisation de l'exposant de charge de l'artillerie, il est intéressant d'étudier le rapport de la puissance vive à cet exposant de charge K par une expression de la forme

$$\frac{\sum mn \frac{pV^2}{2g}}{K} \quad \text{ou, au tonnage } S, \text{ du navire,} \quad \frac{\sum mn \frac{pV^2}{2g}}{S}.$$

Ces rapports permettent de recueillir des enseignements utiles; nous y reviendrons plus loin.

De même, on peut comparer les puissances vives par minute des pièces tirant soit en chasse, soit en retraite, et des pièces tirant par le travers.

$$\frac{\sum mn \frac{p V^2}{2g}}{\sum_1 mn \frac{p V^2}{2g}} = \text{Puiss. } \frac{A}{B} \quad \text{ou bien} \quad \text{Puiss. } \frac{R}{B}.$$

C'est là une question importante pour les croiseurs.

Ce rapport diminue dans les navires à batteries.

Il est égal à 1 dans les bâtiments type Lagane, à disposition en losange, comme le *Capitan-Prat*. Dans le *Jauréguiberry* il est un peu différent de l'unité, car les pièces de chasse et de retraite, et celles des encorbellements, n'ont pas le même calibre. Mais la tendance actuelle est de se rapprocher de l'unité, aussi bien à bord des cuirassés que des croiseurs.

Nous donnons ci-après, à titre de simple exemple divers, des tableaux de comparaison et des graphiques qui permettent de se rendre compte de l'application de cette méthode dans certains cas particuliers (*Pl. XIV, XV, XVI*).

Les chiffres de rapidité de tir pris pour base sont les suivants (pour les tirs à la mer, qui en aucune façon ne peuvent être assimilés aux tirs de polygone.)

Par minute.	
$\frac{1}{2}$	coup de 24 ^{cm}
$\frac{3}{4}$	de 19 ^{cm} et 20 ^{cm}
5	coups de 15 ^{cm} et 16 ^{cm}
6	» 12 ^{cm} et 14 ^{cm}
7	» 10 ^{mm}
10	» 65 ^{mm}
12	» 57 ^{mm}
13	» 47 ^{mm}
15	» 37 ^{mm}

La comparaison a été faite entre certains navires connus, sortis des chantiers français ou construits à l'étranger, dans ces derniers temps. On suppose bien entendu que les canons, quelle que soit leur provenance, tirent avec la même rapidité.

Puis, cette comparaison a été poursuivie en partant de trois types de navires : un cuirassé, un grand croiseur et un contre-torpilleur, et en étudiant la différence qui peut résulter, au point de vue de la puissance vive totale, de la substitution de canons tirant avec 800^m de vitesse en moyenne (et même 900^m pour les petits calibres), à une artillerie se composant de canons tirant avec 760^m, et de bouches à feu ordinaires de 37^{mm} et de 57^{mm} à vitesse réduite.

L'exposant de charge n'est pas sensiblement modifié; mais, en employant des canons à plus forte vitesse initiale, on accroît beaucoup la puissance offensive du navire.

L'intérêt de ce mode de comparaison, dont nous n'indiquons que le prin-

cipe, réside en cela qu'il permet de se rendre compte immédiatement de l'influence considérable que peut avoir, pour un poids d'artillerie donné, la substitution faite dans une mesure raisonnable de canons à tir rapide puissants aux canons de gros calibre.

Cependant, ce raisonnement ne peut être poussé trop loin, car même pour les grands croiseurs, dont les canons à tir rapide forment le principal armement, il est nécessaire d'avoir des canons correspondant aux calibres de 19^{cm} ou 24^{cm}, qui peuvent leur permettre, si le cas se présente, de lutter avec succès contre un cuirassé.

La France est, du reste, entrée dans cette voie avec le *Dupuy-de-Lôme*, le *D'Entrecasteaux*, la *Jeanne-d'Arc*. Le rôle des gros canons à la bataille de Yalu nous montre ce que peut faire un seul projectile atteignant les œuvres vives.

Mais il ne serait possible d'entreprendre des calculs qu'après s'être mis bien d'accord sur les chiffres devant servir de base à une étude plus complète.

Par exemple, pour les exposants de charge de l'artillerie, il est très difficile, pour les navires étrangers surtout, d'avoir des chiffres exacts.

Nous ajouterons que l'application brutale de ces considérations théoriques peut conduire à une conception fausse de la puissance maritime d'un pays.

Les exigences de la guerre navale nécessitent des types divers destinés à des buts distincts, mais déterminés. Deux nations peuvent envisager la question de façons différentes, mais également justes, c'est-à-dire avoir des tactiques différentes, et par conséquent des armes qui ne sauraient se comparer.

Choix des calibres. — Les exemples cités montrent à quel point on accroît la puissance offensive d'un navire en augmentant le nombre et la puissance balistique des canons à tir rapide de petit calibre.

Les canons de 37^{mm}, 47^{mm}, 57^{mm}, 65^{mm} peuvent être beaucoup plus nombreux, plus puissants que ceux qui sont en usage actuellement dans toutes les marines.

Au-dessus, les calibres généralement adoptés sont le 10^{cm}, le 12^{cm} et le 15^{cm}. En France, on s'en tient au 10^{cm}, au 14^{cm} et au 16^{cm}.

Cette échelle de calibres existant déjà, il était difficile de faire des changements qui auraient introduit une confusion très grande dans l'approvisionnement des munitions. Mais entre le 10^{cm} et le 14^{cm} l'intervalle est trop considérable : le 10^{cm} est un excellent calibre très maniable ; dans le cas du 14^{cm}, la cartouche est déjà trop lourde pour être manœuvrée par un seul servant.

Le 12^{cm} est une bouche à feu intermédiaire, très pratique à bord des navires légers, et suffisamment puissante. Du reste, elle est en usage dans presque toutes les marines.

Le 16^{cm} peut être considéré comme la limite extrême du canon à tir vraiment rapide, du moins dans l'état actuel des choses. (En ne tenant pas compte des canons de plus fort calibre à tir accéléré). Même avec deux servants, la manœuvre des cartouches est très pénible.

GNA

ÉES

tile

0°/m



Du reste, une comparaison, reposant sur le nombre de pièces installées à bord, n'a aucun caractère d'exactitude, car elle ne tient pas compte de la puissance de l'artillerie, élément absolument nécessaire, comme nous l'avons montré. Toutefois, le nombre de pièces prévues a son importance, car, grâce aux derniers perfectionnements réalisés en artillerie, il est toujours possible de remplacer une pièce par une bouche à feu nouvelle d'un poids peu différent et d'une puissance supérieure et, par conséquent, d'améliorer beaucoup l'armement du navire.

Conclusion. — Les comparaisons entre les navires des différentes flottes sont chose difficile. Les arguments et les appréciations qui sont apportés chaque année à la tribune du Parlement, en France, en Angleterre et ailleurs, montrent que l'on peut interpréter les statistiques à son gré : tout dépend du point de départ choisi.

Le but de la campagne faite l'année dernière en Angleterre était d'obtenir un accroissement de la flotte; mais les comparaisons auxquelles les auteurs se sont livrés et leurs appréciations sur la flotte française sont d'une exagération manifeste et représentent, à tort, la flotte britannique comme mise en danger par la nôtre.

Sir Ch. Dilke et Sir E. Reed ont tenu à rendre hommage à la construction française et à l'esprit scientifique des ingénieurs français.

Nous n'avons pas d'illusions à nous faire. Ce sont là des appréciations livrées au public pour les besoins de la cause. Mais, en même temps, c'est une constatation des progrès faits chez nous.

Peut-être, dans ces aveux, l'expression a-t-elle un peu dépassé la pensée de ceux qui ont rarement admis que, en matière de construction navale ou d'artillerie, on puisse faire quelque chose de bien en dehors de l'Angleterre. Ce n'est pas la première fois que les Anglais se plaignent que la France leur enlève ou, tout au moins, partage avec eux le monopole qui leur était si cher.

La France a réalisé des progrès considérables depuis quelques années; les constructions navales se sont beaucoup développées; l'industrie du matériel de guerre s'est créée de toutes pièces et s'est maintenue au premier rang. La plupart des perfectionnements que nous avons passés en revue : canons longs, tourelles équilibrées, manœuvres électriques, réduction des calibres, ont eu leur origine en France. Ce résultat est dû, en grande partie, à l'esprit de méthode des ingénieurs français. Les arsenaux, l'artillerie et l'industrie privée se sont souvent rencontrés sur le même terrain. Cette union et cette collaboration ont été fécondes. En les rendant de plus en plus étroites, les uns et les autres serviront directement et efficacement les intérêts du pays.

Si l'*Association technique maritime* pouvait contribuer à faire pénétrer en France cet intérêt, cette passion même qu'ont les Anglais pour tout ce qui touche à la Marine, un des buts, et non le moins utile, que se sont proposés ses fondateurs serait atteint.

TABLEAU I. — PUISSANCE VIVE TOTALE DE L'ART

TYPE DU NAVIRE.	ARMEMENT.	PUISSANCE VIVE	PUISSANCE VIVE	NOMBRE de canons par mètre
		par bouche à feu.	par calibre de bouche à feu.	
<i>Capitan-Prat</i>	4 canons de 24 ^{cm}	4006	16024	4
	8 canons de 12 ^{cm}	495	3960	8
	10 canons de 57 ^{mm}	59	590	10
	12 canons de 47 ^{mm}	28,4	113	12
	4 canons de 37 ^{mm}	5,5	55	4
<i>Presidente-Pinto</i>	4 canons de 15 ^{cm}	943	3772	4
	2 canons de 12 ^{cm}	495	990	2
	4 canons de 57 ^{mm}	59	236	4
<i>9 de Julio</i>	4 canons de 6"	1031	4124	4
	8 canons de 4", 7	426	3408	8
	12 canons de 3"	22,3	266	12
	12 canons de 1"	11,6	140	12
<i>25 de Mayo</i>	2 canons de 8"	2229	4458	2
	8 canons de 4", 7	523	4184	8
	12 canons de 3"	223	266	12
	12 canons de 1"	116	141	12
<i>Blake</i>	2 canons de 9", 2	2765	5530	2
	10 canons de 6"	943	9430	10
	9 canons de 6 ^{pds}	59	531	9
	9 canons de 3 ^{pds}	22,3	200	9
<i>Barfleur</i>	4 canons de 10"	4730	18920	4
	10 canons de 4", 7	426	4260	10
	8 canons de 6 ^{pds}	59	472	8
	9 canons de 3 ^{pds}	22,3	200	9
<i>Dupuy-de-Lôme</i>	2 canons de 19 ^{cm}	2450	4900	2
	6 canons de 16 ^{cm}	825	4950	6
	4 canons de 65 ^{mm}	104	416	4
	4 canons de 47 ^{mm}	28	112	4
<i>Brooklyn</i>	8 canons de 8"	2430	19440	8
	12 canons de 5"	522	6264	12
	12 canons de 6 ^{pds}	59	708	12
<i>Piemonte</i>	6 canons de 15 ^{cm}	943	5658	6
	6 canons de 12 ^{cm}	426	2556	6
	10 canons de 57 ^{mm}	49,8	498	10

CERTAINS TYPES DE NAVIRES.

PUISSANCE VIVE en calibre bouche à feu et en mètre.	PUISSANCE VIVE PAR MINUTE pour les ensembles de bouches à feu.			PUISSANCE VIVE totale du navire en 1 minute.	RAPPORT de la puissance vive au tonnage du navire.
	Gros calibre.	Moyen calibre.	Petit calibre.		
8012	8012	"	"	41147	$\frac{41147 \text{ T.M.}}{6990 \text{ T.}} = 5,88$
23760	"	23760	"		
7080	"	"	"		
1470	"	"	9375		
825	"	"	"	27632	$\frac{27632 \text{ T.M.}}{2080 \text{ T.}} = 13,28$
13860	"	24800	"		
5640	"	"	"		
2832	"	"	2832		
20620	"	41068	"	46626	$\frac{46626 \text{ T.M.}}{3550 \text{ T.}} = 13,14$
20448	"	"	"		
3438	"	"	5558		
2100	"	"	"		
3343	3343	"	"	34005	$\frac{34005 \text{ T.M.}}{3200 \text{ T.}} = 10,62$
25104	"	25104	"		
3438	"	"	5558		
2100	"	"	"		
2765	2765	"	"	59287	$\frac{59287}{9000} = 6,588$
47150	"	47150	"		
6372	"	"	9372		
3000	"	"	"		
9460	9460	"	"	43684	$\frac{43684}{10500} = 4,160$
25560	"	25560	"		
5664	"	"	8664		
3000	"	"	"		
3675	3675	"	"	34265	$\frac{34265}{6300} = 5,439$
24750	"	24750	"		
4160	"	"	5840		
1680	"	"	"		
14580	14580	"	"	62784	$\frac{62784}{9180} = 7,819$
37584	"	37584	"		
10620	"	"	10620		
28290	"	43626	"		
15336	"	"	"	49602	$\frac{49602}{2480} = 20,041$
5976	"	"	5976		

Discussion du Mémoire de M. Merveilleux du Vignaux.

M. CRONEAU dit que l'importance des vitesses initiales lui parait, comme l'a très bien montré M. Merveilleux du Vignaux à propos des paquebots, surtout prépondérante pour les combats à très grande distance où peu de coups porteront : sauf peut-être pour ces combats à très grande distance, tous les bâtiments modernes, y compris les cuirassés, doivent être attaqués avec des obus de grande capacité d'explosif, tirés avec quatre à cinq cents mètres de vitesse initiale. M. Croneau déclare partager à cet égard, d'une manière complète, l'avis de son éminent ami, M. le Chef d'escadron d'Artillerie Vallier, dont les travaux sont bien connus.

M. MERVEILLEUX DU VIGNAUX répond que la remarque de M. Croneau est fort juste. Les obus à explosifs puissants sont appelés à rendre d'immenses services. Les études faites à ce sujet par M. le Commandant Vallier sont absolument probantes. Mais on se sert efficacement des canons à faible vitesse initiale, surtout à petite distance. Or, avant qu'un navire se soit rapproché, il a eu à essuyer le feu très meurtrier des canons à tir rapide à grande tension de trajectoire. Un croiseur peut avoir ses œuvres vives très fortement endommagées et ses pièces démontées, avant d'avoir pu ouvrir le feu avec ses obus à explosifs puissants.

Un inconvénient sérieux des faibles vitesses initiales depuis que la vitesse des navires s'est accrue, c'est que le projectile met sensiblement plus de temps à atteindre le but. Or, un but filant 20 nœuds se déplace de 10^m par seconde. Il faut alors, pour avoir un tir précis, des appareils spéciaux et pratiques, tenant compte de la vitesse des navires, et ces appareils sont encore à trouver.

CLOTURE DE LA SESSION.

La cinquième session a pris fin le vendredi 18 janvier 1895, à 11^h et demie du soir. Avant de lever la séance, M. le Président a engagé les auteurs de Mémoires à préparer un résumé succinct de leurs travaux, qu'ils liraient en séance, de manière à réserver plus de temps pour la discussion. Il les invite également à adresser les Mémoires au Comité d'études deux mois au moins avant la session, afin que les épreuves puissent être expédiées en temps utile.

TABLE DES MATIÈRES.

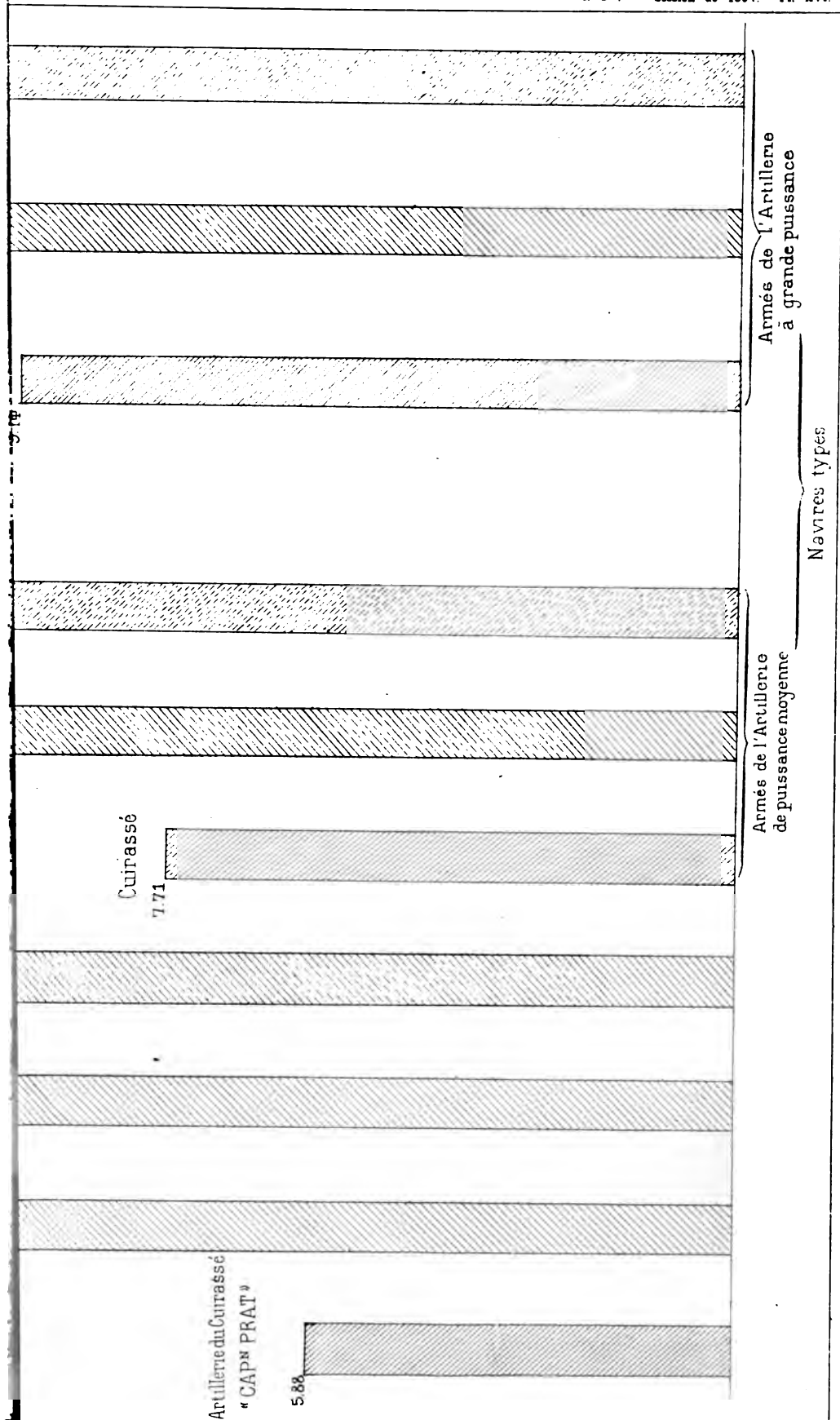
	Pages
Statuts.....	V
Liste des membres du Bureau et du Comité d'études.....	IX
Liste des membres de l'Association.....	X

SESSION DE 1894.

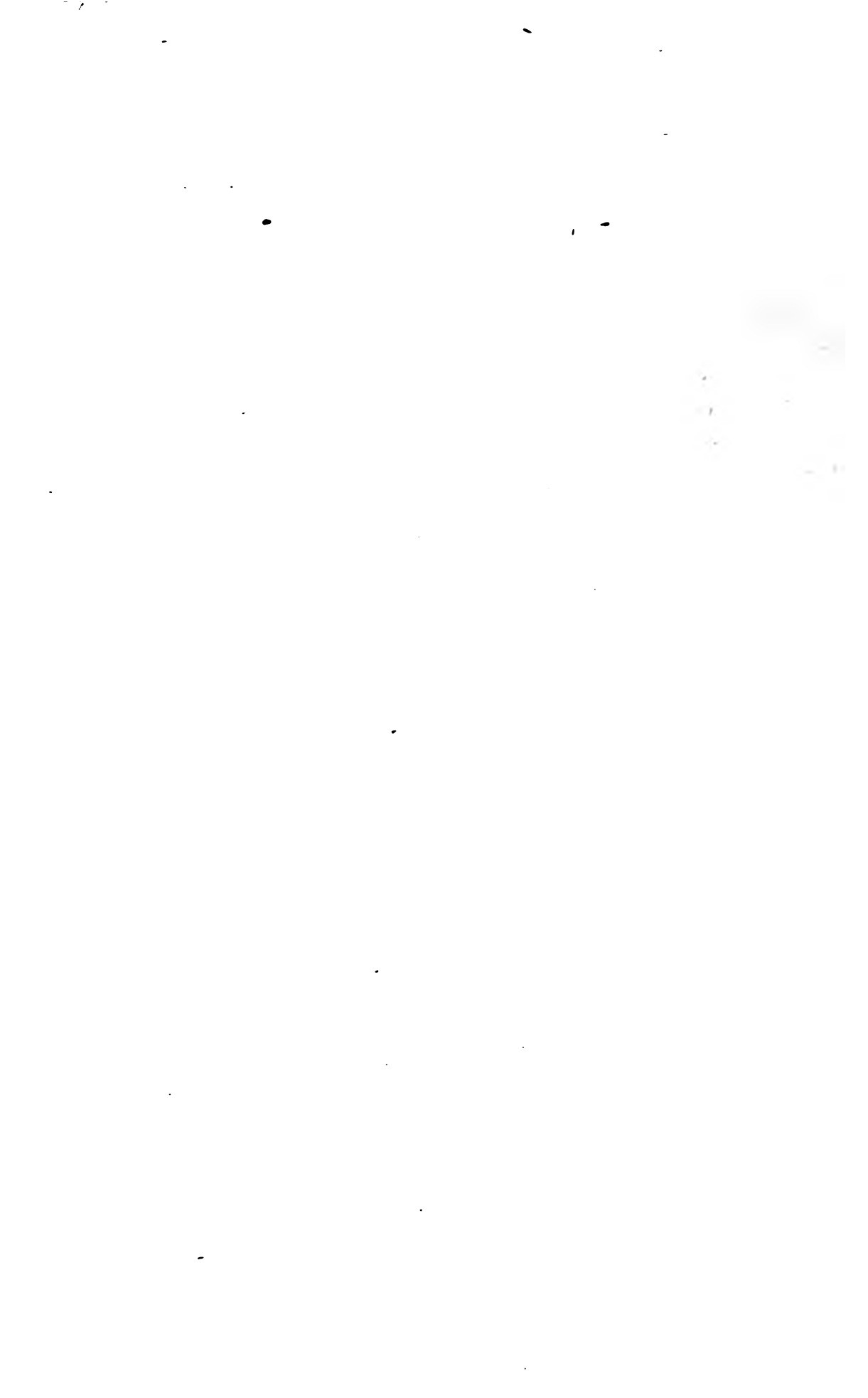
Cinquième session de l'Association technique maritime.....	I
Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale, par M. J.-A. NORMAND.....	4
Note sur le remplacement des foyers dans les chaudières marines, par M. V. DAYMARD.....	18
Carènes et machines. Formules relatives au travail résistant, par M. RISBEC.....	32
Étude sur la fatigue des navires, par M. LÉON VIVET.....	114
Les effets de la loi sur la marine marchande italienne, par M. MULLEN.....	151
De l'utilité du scaphandre à bord des navires long-courriers, par M. DIBOS.....	160
Aperçu de la méthode Horta pour le jaugeage des fleuves et estuaires maritimes au moyen de flotteurs amarrés, par M. DIBOS.....	162
Application de la bouée-espars aux cours d'eau, par M. A. LECOINTE.....	169
L'artillerie de bord et l'armement des navires, par M. MERVEILLEUX DU VIGNAUX..	176

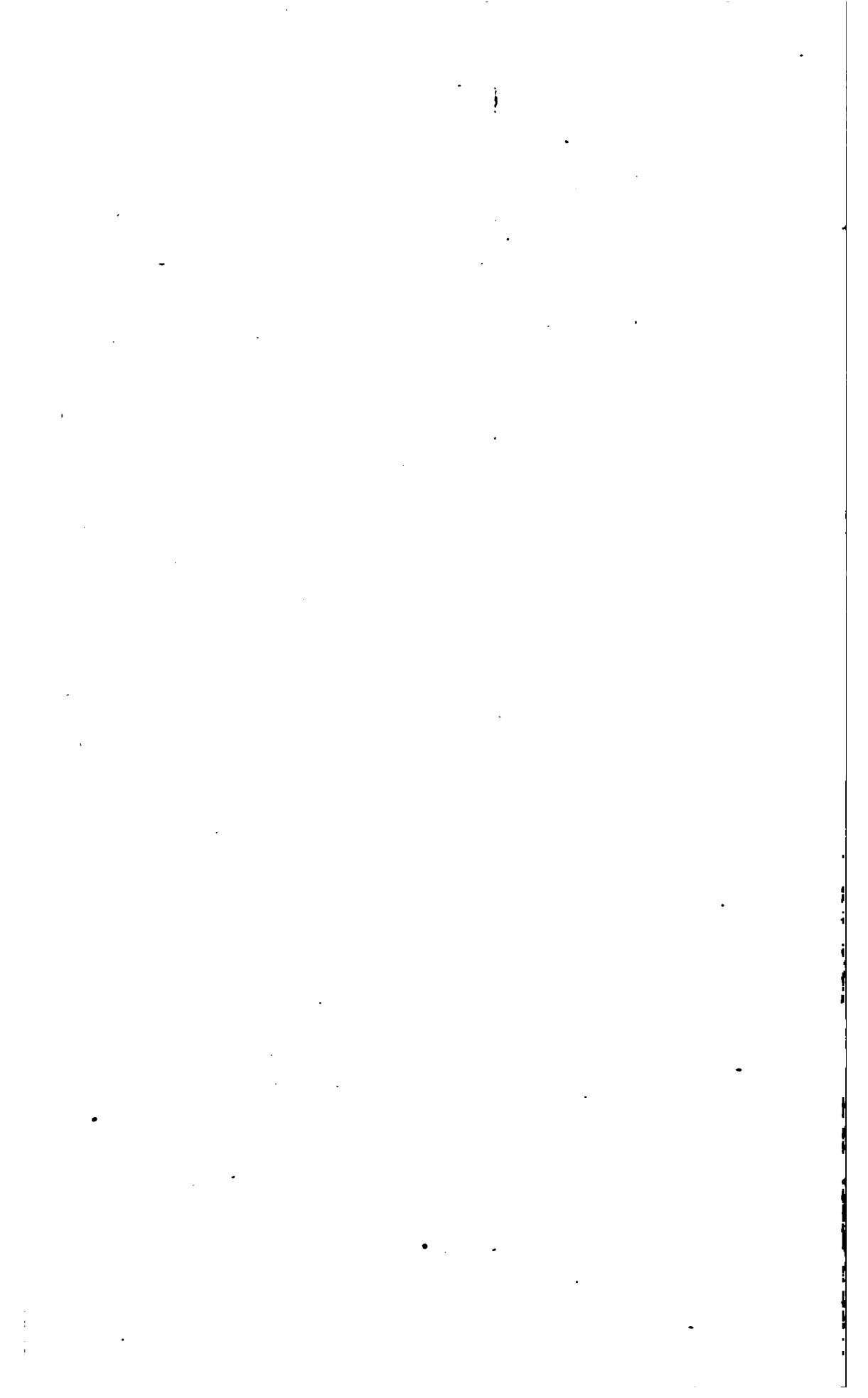
PLANCHES.

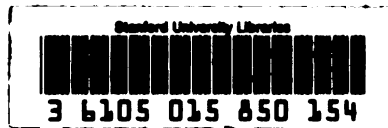
- I à IV. — Remplacement des foyers dans les chaudières marines.
V à VII. — Carènes et machines.
VIII à XVII. — L'artillerie de bord et l'armement des navires.











For
USE IN LIBRARY
DO NOT REMOVE
FROM LIBRARY

